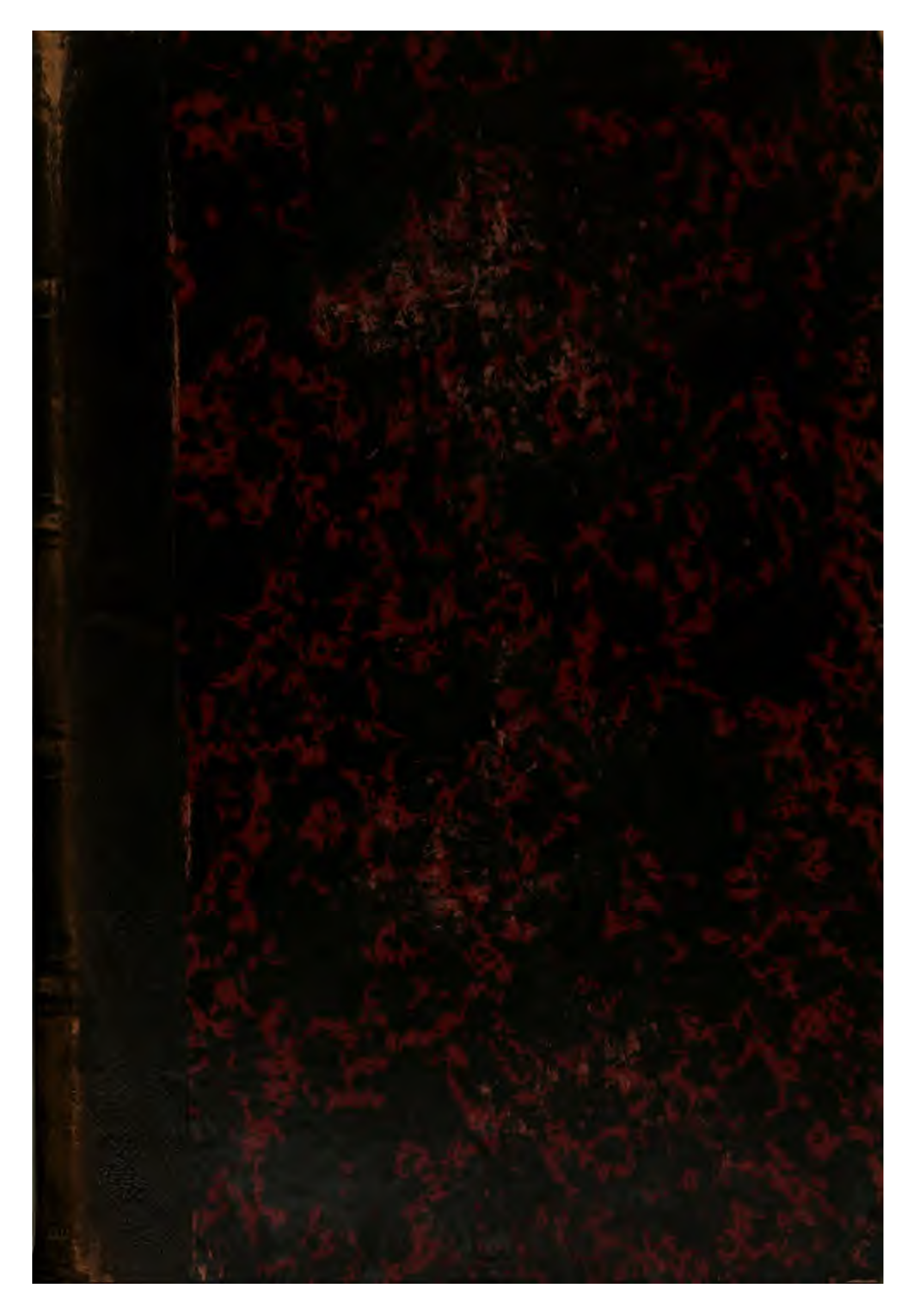
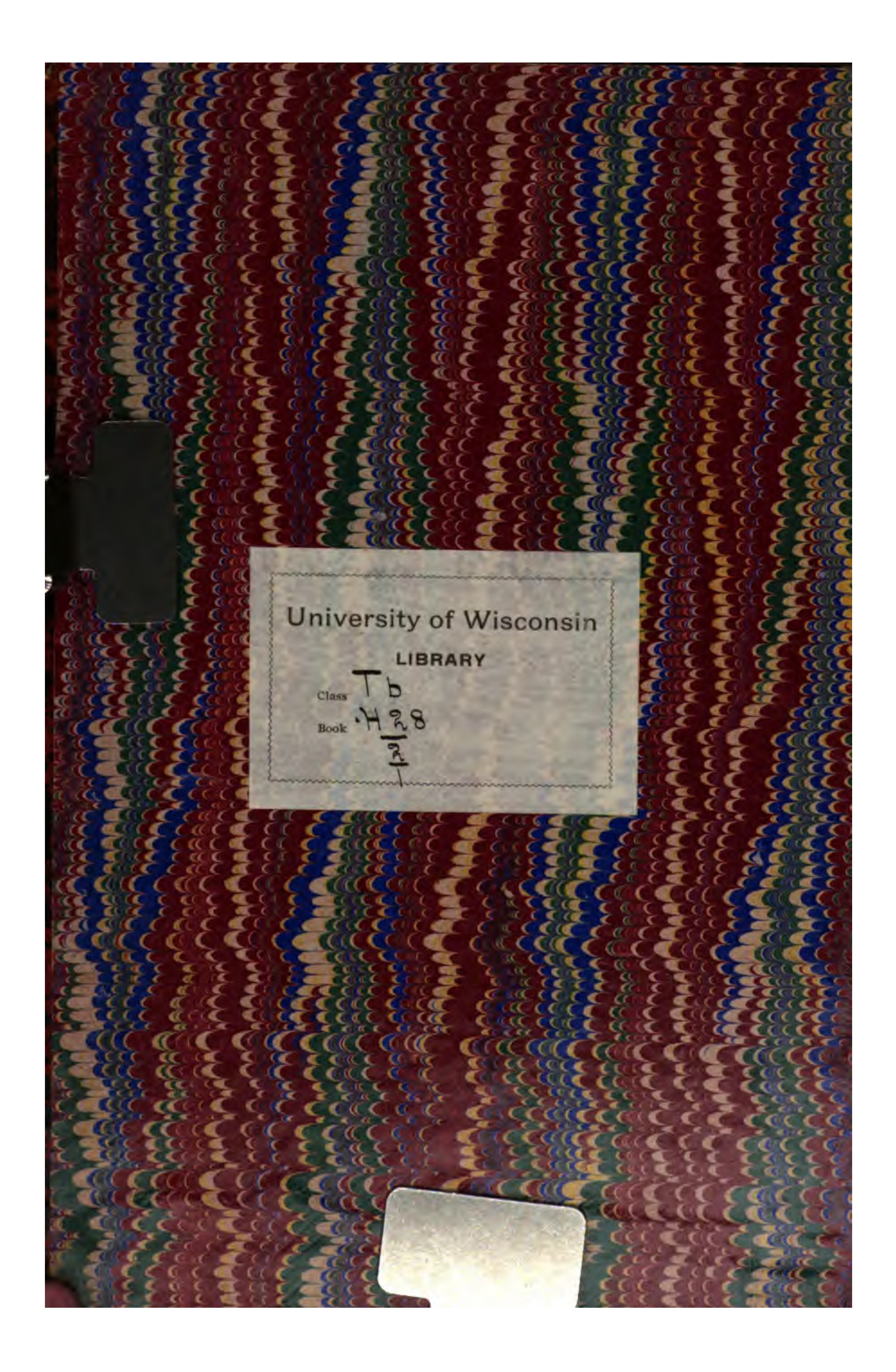




University of Wisconsin
LIBRARY
Class
Book



COURS

DE

MACHINES

21909. — PARIS, IMPRIMERIE LAHURE
9, rue de Fleurus, 9

COURS

DE

MACHINES

PAR

M. HATON DE LA GOUPILLIÈRE

Membre de l'Institut
Inspecteur général des Mines
Directeur de l'École nationale supérieure des Mines
Président de la Société d'Encouragement pour l'industrie nationale
et de la Société mathématique de France

TOME SECOND

—

PREMIER FASCICULE

Machines à vapeur

PARIS

V[ve] CH. DUNOD, ÉDITEUR

LIBRAIRE DES CORPS DES PONTS ET CHAUSSÉES ET DES MINES

49, QUAI DES AUGUSTINS, 49

1891

TABLE DES MATIÈRES

QUATRIÈME PARTIE — MACHINES A VAPEUR

CHAPITRE XXXIII. — Organes essentiels.

CHAPITRE XXXIV. — Double enveloppe. — Description.

CHAPITRE XXXV. — Double enveloppe. — Théorie.

CHAPITRE XXXVI. — Tiroir a coquille.

CHAPITRE XXXVII. — Méthodes graphiques.

CHAPITRE XXXVIII. — Fonctionnement de la vapeur.

CHAPITRE XLI. — DISTRIBUTIONS A DEUX TIROIRS.

CHAPITRE XLII. — DISTRIBUTIONS A EXCENTRIQUE UNIQUE.

CHAPITRE XLIII. — DISTRIBUTION ELLIPTIQUE.

CHAPITRE XLIV. — INFLUENCE DE L'OBLIQUITÉ. — TIROIR.

CHAPITRE XLV. — INFLUENCE DE L'OBLIQUITÉ. — COULISSE.

CHAPITRE XLVI. — ROBINETS.

CHAPITRE XLVII. — SOUPAPES.

CHAPITRE XLVIII. — MACHINES COMPOUND.

CHAPITRE XLIX. — Dispositifs généraux.

CHAPITRE L. — RÉGULATEURS A FORCE CENTRIFUGE.

CHAPITRE LI. — RÉGULATEURS DIVERS.

CHAPITRE LII. — GRAISSAGE.

COURS
DE MACHINES

QUATRIÈME PARTIE
MACHINES A VAPEUR

CHAPITRE XXXIII
ORGANES GÉNÉRAUX

§ 1
BATI

558 — *Bâti*. — Les diverses pièces qui composent un moteur à vapeur ([1]) ne sauraient reposer indistinctement sur des appuis

([1]) De Pambour. *Théorie de la machine à vapeur*, 1839. — Bataille et Julien. *Traité des machines à vapeur*, 1847. — Gaudry. *Traité élémentaire et pratique de la direction, de l'entretien et de l'installation des machines à vapeur*, 1856. — Armengaud. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, 1861. — Jacqmin. *Cours de machines à vapeur*, 2 vol. in-8°. — De Fréminville. *Cours de machines à vapeur* 1870-1871. — Clapeyron. *Cours de machines à vapeur de l'École des Ponts et Chaussées*. — Hirsch et Debize. *Leçons sur la machine à vapeur*, 1885. — Morin et Tresca. *Machines à vapeur*. — Callon. *Cours de machines*, t. II. — Mahistre. *Cours de mécanique appliquée*, p. 208. — Combes. *Traité d'exploitation des mines*, t. III. — Haton de la Goupillière. Revue des progrès récents de l'exploitation des mines et de la construction des machines à vapeur. *Annales des mines*, 7° série, t. XVI, p. 1 à 208. — Dwelshauvers-

isolés et dépourvus de solidarité. La moindre inégalité dans les effets du tassement y déterminerait des porte-à-faux inattendus, qui se traduiraient par des tensions nuisibles, et un supplément de frottements. Autant que possible, on assure l'unité de l'assiette par l'emploi d'un même bâti métallique, sur lequel sont boulonnés les organes fixes de la machine.

La forme de cette plaque de fondation a été autrefois un peu négligée; mais depuis quelque temps l'attention des constructeurs s'y est portée d'une manière particulière. La matière a été économisée et mieux répartie, les efforts plus coordonnés, les parties inutiles supprimées. Toutefois des tendances variables se manifestent encore à cet égard suivant les circonstances.

Le bâti de la machine Corliss a été, dès son apparition, remarqué pour sa forme spéciale. Le cylindre horizontal y est boulonné en porte-à-faux à l'extrémité de la plaque, en vue de lui laisser toute liberté pour sa dilatation. La fatigue se trouve reportée aussi directement que possible sur les paliers principaux. Le bâti américain ne touche pas à la maçonnerie. Le système est supporté sur

Dery. Découvertes récentes concernant la machine à vapeur. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*; 2e série, t. VIII, p. 587; 1873, II, 113; 1878, IV, 281, 585; 1879, V, 1, 316, 478. — Georges de Cuyper. Les machines à vapeur à l'Exposition de Moscou en 1882. *Ibidem*, 2e série, t. XVI, p. 481. — Dechamps. Les machines à vapeur à l'Exposition de Dusseldorf. *Ibidem*. 2e série, t. IX, p. 509; XIII, 370. — Tresca. Rapport sur l'Exposition de Vienne. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 3e série, t. II, p. 525. — Collignon. *Rapport sur l'Exposition universelle de 1878*. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*; avec supplément. — Goury. *Étude sur les machines à vapeur à l'Exposition de Vienne de 1888*, in-8°. — Gustave Richard. Les machines à vapeur rapides. *La lumière électrique*, t. XI, p. 386, 426, 465, 563; XII, 17, 51, 97, 174, 221, 254, 303; XVII, 55, 162; XIX, 7, 339; XX, 542.

Tredgold. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Mallet, 1828. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction de Gustave Richard, 1878. — Bourne. *The Steam Engine*. — J. Rose. *An elementary Treatise upon the Steam Engine*. — Spons. *Dictionary of Engineering*. — Rigg. *A practical Treatise on the Steam Engine*. Londres. 1878. — J Cotterill. *The Steam Engine considered as a heat Engine*. — Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*. Traduction de Hirsch, 1880. — Stuart. *Histoire descriptive de la machine à vapeur*, 1827. — L. Galloway. *The Steam Engine and its inventors*, 1881.

Muller. *La machine à vapeur, son histoire et son rôle*. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*. Traduction de La Harpe, Baretta et Desnos, 1879. — Radinger. *Dampfmaschinen und Transmissionen in den vereinigten Staaten von Nordamerika*. — Riedler. *Excursionsbericht. Maschinen Skizzen*.

Agostino Cavallero. *Le Macchine a vapore*. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy. Paris, 1890, in-8°.

deux pattes assemblées au palier et au cylindre, afin d'éviter l'influence nuisible des tassements. Le bâti-cadre de la Société du Phœnix assure aux paliers une assiette transversale développée. Le guide y peut recevoir une grande surface, en restant supporté dans toute son étendue sans porte-à-faux. Le cylindre est assemblé à la plaque à l'aide de boulons à œil oblong, qui permettent la dilatation. Le bâti à baïonnette d'Allan, que construisent les ateliers Babcock et Wilcox, est coulé d'une seule pièce avec le grand palier, et boulonné au cylindre. Dans les machines rapides, on procure au système de longues portées. Le bâti repose par trois points seulement comme un trépied, de manière à rester toujours en équilibre, même sur un sol variable.

559 — La manière dont la machine est assise présente en effet la plus grande importance. Dans certaines conditions, il y a lieu de se précautionner d'une manière toute particulière contre les affaissements du sol; par exemple pour les installations qui reposent directement sur des travaux de mines. A Montrambert, on a disposé des vérins qui permettent de redresser la verticalité du cylindre, si elle vient à être déjetée. Dans les ateliers Fourneyron, l'on a, pour des conditions analogues, construit une machine en candélabre, dans laquelle on rattache à un pied unique, dont la faible étendue prévient les tassements inégaux, deux cylindre inclinés attaquant un arbre supérieur au moyen de bielles remontantes.

Certains moteurs, relativement petits, ne s'assemblent pas toujours à une plaque horizontale. Ils sont suspendus à la muraille à l'aide de consoles; ou couchés sur les montants inclinés d'un chevalement de mines pour les manœuvres de cabestan; etc.

560 — *Fondations.* — Le bâti doit reposer sur des fondations particulièrement soignées. A cet égard, indépendamment de la solidité de l'assiette qui prévient les tassements, il importe d'amortir autant que possible la transmission des vibrations dans le sol.

La force vive d'une machine se compose en effet, d'après le théo-

rème de Coriolis [1], de celle qui correspond au mouvement visible de chaque pièce, réduite par la pensée à son solide moyen, et de la force vive du mouvement vibratoire rapporté à ce solide. Cette agitation moléculaire exige pour sa production une quantité correspondante de travail; mais, si elle persiste sans communication avec l'extérieur, la dépense reste limitée, et se récupère d'ailleurs intégralement au moment où l'appareil rentre dans le repos. Il en est tout autrement pour un moteur dont les vibrations se transmettent à la fois à l'atmosphère, sous la forme sonore, et dans le sol où se produit un écoulement incessant d'énergie proportionnel au temps.

Pour remédier à cette cause de perte, il convient, dans l'élaboration d'un projet de machine, de rechercher le type le moins favorable au développement des vibrations. Ces mouvements sont d'une nature essentiellement périodique; on s'attachera donc à en briser les harmonies, en désaccordant autant que possible leurs causes de production, les chocs particulièrement.

Il faudra en second lieu employer pour les fondations des matériaux peu propres à transmettre ces vibrations au terrain environnant. M. Anthoni [2] établit les machines sur des supports en caoutchouc, et parvient à opérer leur isolement complet, au point d'amortir même les ébranlements déterminés par les marteaux-pilons. La Compagnie parisienne de l'air comprimé a installé sous certaines fondations de machines un tapis en fibres de coco, matière à la fois élastique et incorruptible.

§ 2

DIMENSIONS DU CYLINDRE

561 — L'enceinte où s'opère la production du travail dans une machine à vapeur est le *cylindre*. On lui donne toujours la forme circulaire, afin de pouvoir l'aléser sur le tour.

(1) Résal. *Traité de cinématique pure*, p. 399.

(2) Anthoni. Isolement complet et stable des machines en vue d'amortir les chocs et les vibrations. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, novembre 1888, p. 750.

Le *piston* est le véritable récepteur de l'énergie, que l'on a développée par la voie calorifique et concentrée dans la vapeur, en vue de la recueillir ultérieurement sous la forme dynamique. Cet organe parcourt le cylindre d'un mouvement de translation rectiligne et parallèle aux génératrices ([1]).

On définit un cylindre de machine à vapeur par les valeurs numériques du *diamètre* et de la *course* ([2]).

Ces deux éléments fournissent en effet à un praticien expérimenté un premier aperçu de l'importance d'un moteur. Ils ne sauraient cependant, à eux seuls, en déterminer exactement la *puissance*. Celle-ci s'exprime en *chevaux* de 75 kilogrammètres par seconde, ou en *poncelets* de 100 kilogrammètres par seconde ([3]). La connaissance de la vitesse angulaire, c'est-à-dire du nombre de cylindrées dépensées dans un temps donné, est absolument indispensable pour qu'il soit possible de déduire des dimensions géométriques la puissance de la machine.

Réciproquement, lorsque l'on fait connaître *a priori* la puissance et le nombre de tours par minute qui sont demandés pour l'établissement d'un moteur, nous savons en déduire le volume du cylindre, quand il s'agit d'en asseoir l'avant-projet ([4]). Mais la forme de cet organe reste encore indéterminée, si d'autres indications ne viennent fournir directement soit le diamètre, soit la course, soit le rapport de ces deux éléments, ou toute autre relation entre leurs valeurs.

562 — A cet égard, un premier point de vue consiste à établir l'appareil, de manière à donner la moindre prise possible aux pertes de chaleur par rayonnement. On se trouve par là ramené à ce problème de géométrie : construire un cylindre de révolution de volume donné sous une surface minima.

([1]) A l'inverse de ce qui a lieu dans les machines rotatives (Chap. XLIV, § 4), où le volume cylindrique est engendré par la révolution d'un piston rectangulaire.

([2]) Il ne faut pas confondre cette dernière donnée avec la *hauteur* du cylindre. Celle-ci comprend, outre la course, un certain espace libre aux extrémités, ainsi que l'épaisseur du piston.

([3]) *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. I, p. 137.

([4]) Voy. t. I, p. 817.

Si r désigne le rayon et h la hauteur, le volume aura comme expression $\pi r^2 h$. Sa différentielle doit être nulle, pour assigner à cet élément une valeur constante. On a donc, en supprimant le facteur π :

$$r^2 dh + 2rhdr = 0,$$

$$\frac{dh}{dr} = - \frac{2h}{r}.$$

D'autre part, la superficie totale offerte au refroidissement comprend la surface latérale $2\pi rh$, et les deux fonds, dont chacun a pour aire πr^2. Sa différentielle doit encore être égalée à zéro pour exprimer la condition du minimum, ce qui donne, sauf le facteur 2π :

$$rdh + hdr + 2rdr = 0,$$

$$\frac{dh}{dr} = - \frac{h + 2r}{r}.$$

Il suit de ces deux relations :

$$h = 2r;$$

d'où la condition que *la hauteur soit égale au diamètre*, ou encore que *la projection latérale du cylindre présente la forme d'un carré* (1).

Dans la pratique, on rencontre des cylindres qui s'éloignent plus ou moins de ce type. Les uns sont *ramassés;* la plupart sont au contraire *allongés*. Leur détermination dérive de diverses considérations qui viennent alors prendre la prépondérance sur la précédente, et que nous allons esquisser rapidement.

(1) Le volume prend alors l'expression :

$$V = \pi r^2 h = 2\pi r^3,$$

et l'on en déduit :

$$h = 2r = 2\sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}} = 1,0839 \sqrt[3]{V},$$

en continuant à désigner par h la hauteur, qui est, comme nous l'avons dit, distincte de la course; ce qui exige que dans la valeur de V déduite de celle de la cylindrée de vapeur, on ait tenu compte du volume propre du piston.

563 — La *force statique* est un élément qu'il est essentiel d'envisager pour un moteur, à côté de sa *puissance dynamique*. Il ne suffit pas en effet qu'une machine soit capable de fournir un certain nombre de poncelets; c'est-à-dire de pouvoir, une fois lancée à la vitesse de régime, développer du travail avec l'activité voulue. Il faut avant tout que, prise au repos, on la mette en état de démarrer, en exerçant sur le point d'application de la résistance un effort d'un nombre suffisant de kilogrammes, si l'on tient compte du rapport des vitesses virtuelles de ce point et du piston [1]. La section de ce dernier se trouve par là déterminée, ou du moins limitée, d'après la tension de la vapeur.

564 — La valeur de la course peut dans d'autres cas s'imposer de son côté *a priori*.

Comme elle est, dans une machine à double effet, égale au double du rayon de la manivelle, lequel constitue le facteur essentiel du moment des efforts exercés à chaque instant; si l'on réduisait par trop cette course, il faudrait, pour transmettre le travail demandé, des forces énormes, des équarrissages abusifs, et par suite des frottements, des prix de revient, des difficultés d'établissement accrus en proportion.

Les grandes courses présentent l'avantage de réduire l'importance proportionnelle des espaces perdus aux extrémités de la course, qui sont à peu près constants comme dimension linéaire parallèle au mouvement, et décroissent par conséquent en volume lorsque l'on vient à diminuer la section du cylindre en raison de l'augmentation de la course [2].

[1] Un petit piston mené suffisamment vite serait, par exemple, capable d'élever du fond d'une carrière un grand nombre de moellons dans un temps aussi court qu'on voudra l'imaginer, pourvu que l'on charge suffisamment peu chaque cordée; tandis qu'il restera complètement en échec devant une pierre de taille de poids équivalent, qui n'exigerait cependant pour son ascension qu'un nombre égal de kilogrammètres, lors même qu'on laisserait en outre toute latitude pour la durée de l'opération. Le bloc unique ne pourra être soulevé de terre que par un piston recevant sur une superficie suffisante la tension de la vapeur dont on dispose.

[2] A la vérité, l'espace libre s'augmente alors d'un supplément de longueur des lumières. Mais nous verrons (n° 666) que l'on reste maître, si l'on veut, de réduire celle-ci à un minimum, en installant des distributeurs distincts aux deux extrémités du cylindre.

On remarquera encore qu'en s'éloignant de la projection carrée[1], qui correspond au minimum de surface pour un volume donné, l'on augmente l'efficacité de la chemise de vapeur, qui croît avec le rapport de la surface de transmission calorifique au volume du fluide enfermé.

La précision de la distribution se trouve de même augmentée par l'allongement du cylindre; attendu que les petites erreurs de marche du piston, par rapport aux phases du fonctionnement de la vapeur, perdent de leur importance proportionnelle sur le parcours total.

Dans le même ordre d'idées, on peut faire remarquer, en ce qui concerne les moteurs spéciaux destinés à l'extraction des mines, qu'il importe pour la précision des manœuvres, aux divers points de la hauteur du puits, en vue des réparations ou des sauvetages, de pouvoir déplacer la cage de faibles quantités sans que les mouvements corrélatifs du piston deviennent inappréciables, en raison du grand rayon d'enroulement des câbles. Il faut encore pour cela que la course, qui correspond à une demi-révolution, présente une valeur suffisante.

En sens inverse, si la course, et par suite le bras de manivelle deviennent trop grands, on arrive à exagérer les perturbations qui sont dues à l'obliquité de la bielle; à moins d'augmenter proportionnellement la longueur de cette dernière, ce qui entraînerait pour l'ensemble un développement inadmissible.

La considération qui entre le plus ordinairement en ligne de compte à cet égard est celle de la *vitesse linéaire* du piston qui, à égalité du nombre de tours de l'arbre par minute, reste à chaque instant proportionnelle à la course. Il en est de même de *l'accélération linéaire* de cet organe, et par suite des *forces d'inertie* mises en jeu. Dans une machine de rotation, le piston doit changer de direction deux fois par révolution; l'accélération passant du négatif au positif pour amortir la vitesse, l'annuler, et la ranimer de nouveau dans le sens contraire. Or certains moteurs présentent aujourd'hui des puissances, et par suite des masses gigantesques, ou bien dans d'autres cas des vitesses ver-

[1] Remarque qui s'applique encore plus directement à la forme allongée qu'au type ramassé.

tigineuses. Il s'ensuit, pour les pièces métalliques, un excès de fatigue moléculaire que l'on doit s'attacher à limiter le plus possible ([1]). Nous aurons soin, pour ce motif (§ 5), d'insister avec les développements qu'elle mérite sur la question si importante de la vitesse des machines.

§ 3

CONSTITUTION DU CYLINDRE

565 — *Matériaux.* — Le cylindre se coule en fonte dure à grain serré. Pour cet organe, comme du reste pour tous les autres, le choix des matériaux doit être l'une des principales préoccupations des constructeurs. Certains ateliers possèdent dans ce but une fonderie spéciale, à laquelle on consacre des soins attentifs.

Le cylindre est dressé sur le tour et alésé avec soin ([2]). On lui assemble les fonds, les pièces de l'enveloppe, la glace du tiroir. Les joints de vapeur se font à la céruse, au minium, au carton d'amiante, ou à vif entre des métaux parfaitement dressés. On a employé dans certains cas le caoutchouc, ou le métal fusible qui devient compressible par l'échauffement.

L'ajustage a fait, dans ces derniers temps, des progrès tout à fait remarquables. La précision est particulièrement indispensable pour les pièces frottantes. Le bel aspect d'une machine stimule d'ailleurs l'amour-propre du mécanicien. On attache avec raison une réelle importance à la beauté des formes et à la pureté des profils, qui sont inséparables de la simplicité de l'ensemble et de l'harmonie des fonctions.

([1]) Pour ces motifs, la considération des forces d'inertie fixe de plus en plus l'attention des constructeurs. On en étudie, à l'aide de diagrammes spéciaux, l'influence qui doit se combiner avec celle des efforts statiques pour le calcul des dimensions nécessaires aux pièces de machines.

([2]) On lui donne parfois un excédent d'épaisseur en sus de ce qui est indispensable au point de vue de la résistance, afin de pouvoir renouveler l'alésage au bout d'un certain temps de service. Toutefois il y aurait inconvénient à entraver par une exagération sous ce rapport le jeu de la transmission calorifique de la part de la double enveloppe.

566 — *Position des cylindres.* — Le cylindre peut être fixe ou oscillant. Mais ce dernier type constitue une catégorie de moteurs toute spéciale, sur laquelle nous reviendrons à part dans le chapitre XLIX (§ 3). Lorsqu'il est fixe, le cylindre peut être vertical, horizontal ou incliné.

Le cylindre vertical présente une assiette plus régulière, peu encombrante et sans porte-à-faux. Mais la pesanteur intervient dans le jeu du piston, et influence les deux courses d'une manière différente sous le rapport du travail. Ce qu'elle retranche dans un cas à l'action motrice de la vapeur, elle l'ajoute pour la course inverse.

Avec le cylindre horizontal, cet inconvénient disparaît. Mais en revanche l'emplacement nécessaire devient beaucoup plus notable, si l'on remarque qu'à la longueur du cylindre lui-même doit succéder d'une part celle de la tige, qui à un certain moment sort tout entière au dehors, et en outre la bielle qui s'ajoute en prolongement, et a pour longueur en général cinq fois celle de la manivelle, égale elle-même à la moitié de la course. Le total forme d'après cela quatre fois et demie la longueur du cylindre.

Il arrive même dans certains cas que, pour ne pas mettre le piston en porte-à-faux à l'extrémité de la tige, on le soutient à l'aide d'une contre-tige, qui sort par le fond opposé. Cette combinaison ajoute une fois de plus à l'ensemble la longueur de la course. Il est en effet alors indispensable, afin de prévenir les accidents, d'enfermer à l'intérieur d'une balustrade tout l'espace parcouru par cette contre-tige. L'avantage réalisé par cette combinaison se trouve d'ailleurs contre-balancé par la nécessité d'une garniture supplémentaire pour la traversée du fond du cylindre.

Un autre inconvénient de la position horizontale consiste en ce que le poids du piston fatigue d'une manière plus marquée la moitié inférieure du cylindre, en provoquant l'usure de cette partie et la production de fuites sur le cintre supérieur. Le cylindre tend de son côté à s'ovaliser par son propre poids, en déterminant un serrage du piston suivant son diamètre vertical, et des fuites sur les côtés.

Malgré ces divers défauts, cette disposition est très employée

toutes les fois qu'il devient particulièrement utile de permettre aux regards du mécanicien de planer facilement sur toutes les parties de l'appareil.

Les cylindres inclinés ne se rencontrent que très exceptionnellement en dehors de la marine, qui en fait au contraire une fréquente application. Je citerai comme exemple une machine d'extraction, dans laquelle deux cylindres inclinés à 45 degrés dans deux sens opposés attaquent, à l'aide de bielles remontantes, une manivelle, unique commandant un arbre horizontal. On supprime ainsi le point mort ([1]), puisque cette manivelle ne saurait, dans quelque position que la machine ait été stoppée, se trouver à la fois en prolongement des deux bielles, qui s'écartent peu de la perpendicularité l'une par rapport à l'autre.

567 — *Multiplicité des cylindres.* — Cette grave préoccupation des points morts provoque souvent ([2]) l'association dans un même ensemble de deux moteurs distincts, dont on désaccorde les phases de distribution de manière à pouvoir *coupler* leurs bielles, les manivelles étant calées sur l'arbre tournant dans des plans méridiens rectangulaires. Il devient alors impossible que les deux bielles, qui s'inclinent peu de part et d'autre du plan général de la machine, se trouvent à la fois en prolongement de manivelles perpendiculaires l'une sur l'autre. Le moment moteur n'est donc jamais nul. En outre il reste compris, pour sa variation, entre des limites plus resserrées qu'avec la machine *monocylindrique*, ce qui permet de diminuer l'importance du volant ([3]).

En suivant la même idée, on s'est trouvé conduit à l'emploi de trois cylindres couplés, dont les bielles gouvernent les deux manivelles et le vilebrequin d'un arbre coudé, placés dans des méridiens également éloignés les uns des autres sous des angles de 120 degrés ([4]).

([1]) Théorie des points morts. Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 182.

([2]) Dans les locomotives, les machines de navigation, les moteurs d'extraction, etc.

([3]) Haton de la Goupillière (Théorie des manivelles multiples en nombre quelconque. *Annales des mines*, 1863, t. III, p. 57. — *Traité des mécanismes*, p. 267). — Poncelet. *Cours de mécanique appliquée aux machines*, édité par Kretz, p. 128.

([4]) On a parfois construit des machines à deux cylindres *concordants*, dont on place

Il existe également d'autres moteurs à plusieurs cylindres, que l'on appelle *machines à expansions multiples*, ou *machines compound*. Ces appareils diffèrent complètement des précédents, qui constituent en quelque sorte des batteries de moteurs individuellement distincts, dont chacun forme un tout complet, mais dont on a groupé les actions en vue d'un but commun. La machine compound au contraire est un organisme unique, que le même fluide parcourt dans toute son étendue, en y traversant diverses phases d'action échelonnées à la suite les unes des autres. L'extrême importance de cette question exige que nous lui consacrions la totalité du chapitre XLVIII.

§ 4

PISTON, BIELLE, MANIVELLE

568 — *Piston.* — Le piston nous représente en quelque sorte le fond mobile d'un cylindre de hauteur variable, dont le volume croît depuis zéro jusqu'à un maximum, pour diminuer de nouveau jusqu'à zéro. Dans cette enceinte dilatable s'exerce la tension de la vapeur, à travers des phases diverses, dont l'étude détaillée formera l'objet du chapitre XXXVIII. La pression de ce fluide agit sur le piston en l'accompagnant dans son mouvement. De là un travail engendré, qui forme l'équivalent du calorique développé originairement dans le foyer, inoculé à l'eau pour la convertir en vapeur, et apporté par celle-ci dans ce laboratoire, où s'opère la conversion de la chaleur en énergie dynamique.

En ce qui concerne la manière dont se développe ce mode d'action,

les manivelles dans un même plan en renonçant aux avantages qui viennent d'être énumérés. L'utilité de cette combinaison consiste dans une complète symétrie de l'ensemble, le volant se plaçant entre les deux cylindres.

On conserve d'ailleurs par rapport à la machine monocylindrique l'un des avantages précédents, consistant dans le raccourcissement de ces derniers; chacun d'eux ne renferme plus en effet qu'une quantité moitié moindre de vapeur. Il suit de là une diminution proportionnelle de la tige, de la manivelle et de la bielle, ce qui permet de gagner beaucoup sur l'emplacement, circonstance souvent décisive.

il y a lieu de distinguer les moteurs *à simple effet* ou *à double effet*, suivant que le piston ne reçoit l'impression de la vapeur que sur une de ses faces dans une même révolution, ou alternativement sur l'une et l'autre (1).

Dans la machine à simple effet, la vapeur pousse le piston dans un sens. Après l'échappement, celui-ci se trouve ramené en arrière par l'action du volant ou par une résistance, qui est le plus ordinairement la pesanteur, quand la machine est verticale. Si le moteur ne renferme pas d'arbre tournant, la course peut être variable, sans comporter, au point de vue géométrique, de limite nécessaire. Le mouvement s'éteint simplement par la prédominance finale des résistances, en raison de la décroissance progressive de la tension de la vapeur. Cependant, pour plus de sûreté, il est bon de disposer un tampon de choc destiné à prévenir les accidents qui viendraient à déjouer les prévisions. Au contraire la course est rigoureusement limitée lorsque la tige du piston est mise, à l'aide d'une bielle, en connexion avec la manivelle d'un arbre tournant. Après que la vapeur a développé son action pendant une moitié au plus de la circonférence, le volant sert, en raison de la force vive qui s'y trouve accumulée, à faire franchir au système la seconde demi-circonférence, et en même temps à uniformiser l'allure de la période au degré que l'on jugera convenable, d'après la valeur que l'on attribue à son moment d'inertie.

Dans les machines à double effet, le piston se trouve ramené pendant la contre-course par une action absolument identique à la première, mais de sens contraire. Les irrégularités inhérentes à ce mode sont donc moins accentuées qu'avec le précédent, et l'importance du volant peut être beaucoup réduite.

Le double effet permet également d'adopter des dimensions moindres pour le volume du cylindre, puisque la quantité de vapeur capable du travail qui correspond à une révolution de l'arbre s'y trouve répartie entre les deux courses, par moitié sur

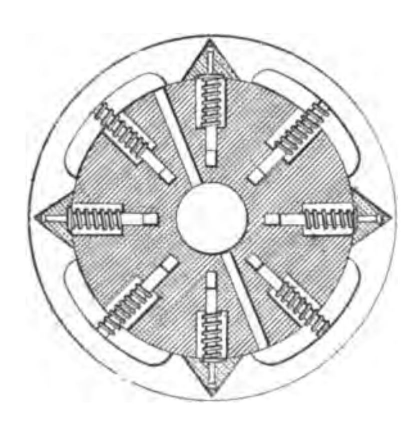
(1) Je rappellerai que dans la théorie des moteurs à gaz (t. I, p. 680), nous avons également rencontré des machines dites *à quart d'effet* ou *à quatre temps*, dans lesquelles l'action motrice ne s'exerce sur le piston que pendant une seule course simple sur quatre.

chacune d'elles. Les dimensions linéaires seront donc diminuées théoriquement dans le rapport :

$$\frac{1}{\sqrt[3]{2}} = 0,7937 ;$$

c'est-à-dire d'environ un cinquième.

569 — Le piston des machines à vapeur est creux et nervuré à l'intérieur, de manière à concilier la légèreté avec la solidité. Les surfaces en sont tournées lisses et nettes. Le *noyau* ne présente pas exactement le diamètre du cylindre. L'étanchéité est réalisée à l'aide de la *garniture*, qui est toujours métallique, en fonte ou en acier, parfois en bronze ([1]).



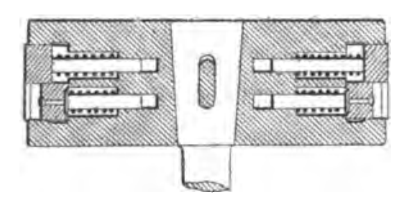


Fig. 309 et 310. — Piston à secteurs. (Plan et coupe méridienne).

Dans la *garniture à secteurs*, on emploie un certain nombre de pièces distinctes, dont chacune occupe une partie de la circonférence (fig. 309 et 310). Elles sont appuyées contre la surface du cylindre par des ressorts ([2]), qui prennent leur point d'appui vers le centre, et que l'on bande plus ou moins, en observant une juste limite entre une mollesse exagérée qui laisserait flotter la garniture en donnant naissance à des fuites, et une dureté qui consommerait beaucoup de travail

([1]) Les pistons des machines hydrauliques sont établis d'après des principes différents (Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 263. — Résal. Du profil rationnel des pistons à vapeur. *Annales des mines*, 7e série, t. V, p. 38).

([2]) Dans le piston Bourdon, un tronc de cône central refoule également tous les secteurs, quand on l'enfonce dans le sens de son axe.

en frottements, avec usure rapide des surfaces. Lorsque le mécanicien est averti, par le bruit intérieur, du ballottement des pièces, il profite d'un intervalle de repos pour serrer les ressorts. Les déplacements centrifuges résultant de ce réglage s'accompagnent de bâillements latéraux entre les divers secteurs, puisque ceux-ci doivent occuper une circonférence plus grande qu'auparavant. Il se produirait donc des fuites dans la portion de ces vides qui excède les bords des plaques du piston. Pour y obvier, on superpose l'un à l'autre deux systèmes semblables, en ayant soin de disposer les joints de l'un suivant les bissectrices de l'autre.

Le piston *Ramsbottom* (fig. 311), ou *piston suédois* (fig. 312, 313),

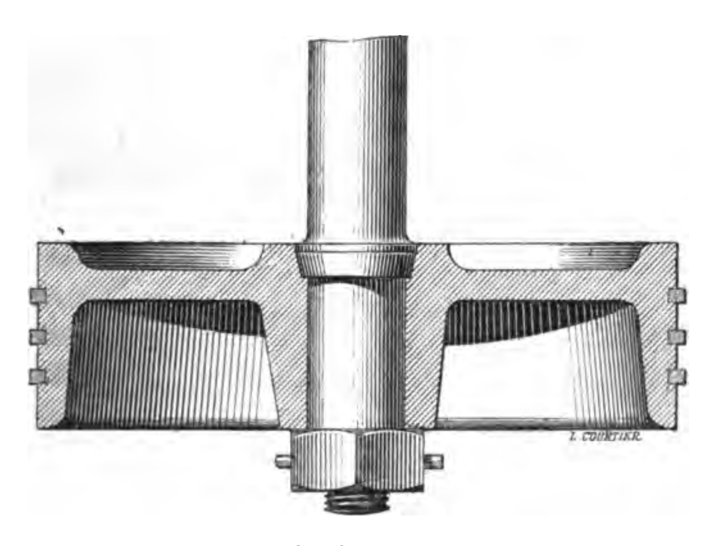


Fig. 311. — Piston Ramsbottom (coupe méridienne).

plus ordinairement employé aujourd'hui, est formé d'une seule bague en fonte comprise entre deux cercles légèrement excentrés l'un par rapport à l'autre. La différence d'épaisseur détermine des tensions moléculaires au moment de la coulée du métal, en raison d'un refroidissement inégalement rapide. Quand on vient ensuite à couper la partie mince, le corps cède à son élasticité interne, et son rayon de courbure tend à augmenter. En le resserrant sur lui-même pour l'enfiler dans le cylindre, on le voit réagir et se main-

tenir au contact en raison de sa propre tension, aidée d'ailleurs par des ressorts spéciaux (fig. 314, 315). On a soin de disposer l'une au-dessus de l'autre deux bagues semblables, en opposant le maximum d'épaisseur de l'une à la solution de continuité de l'autre, pour empêcher la naissance d'une fuite en ce point. Après

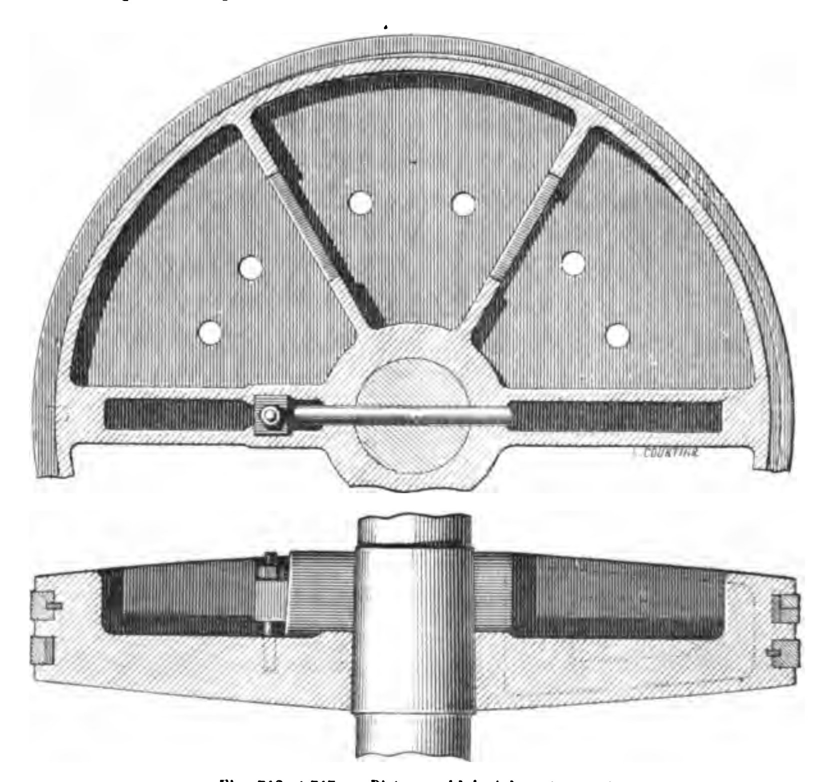


Fig. 312 et 313. — Piston suédois (plan et coupe).

avoir essayé de garnir ces anneaux de *métal antifriction*, on a été amené à renoncer à cette combinaison en se bornant à roder soigneusement la fonte.

On a signalé plusieurs exemples d'explosions de pistons creux [1]. La cause assez obscure de ce phénomène a été rapportée à la

[1] De Grossouvre. *Annales des mines*, juillet-août, 1885. — Michel Lévy. *Ibidem*, mars-avril, 1886. — Circulaire ministérielle du 14 avril 1886. — Précautions à prendre pour le chauffage des pistons creux des machines à vapeur. *Revue industrielle*, 5 août 1886, p. 318.

décomposition par la chaleur de matières grasses, qui pénètrent, par capillarité dans l'intérieur, en quantités assez considérables.

570 — *Tige.* — La *tige du piston* est presque toujours unique et centrale. Pour les pistons très grands ou de forme annulaire, on



Fig. 314. — Garniture de piston Lancaster (vue perspective).

en a parfois disposé plusieurs suivant les sommets d'un polygone régulier.

La tige s'assemblait autrefois au piston à l'aide de *clavettes*, que

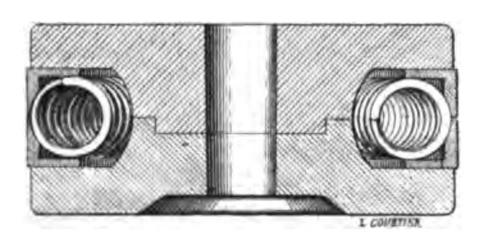


Fig. 315. — Garniture de piston Lancaster (coupe méridienne).

l'on tend aujourd'hui à proscrire de la pratique, en raison des dangers qu'elles présentent en exposant à saisir un ouvrier par ses vêtements. On préfère forcer, à l'aide d'une pression hydraulique, la tige dans son logement cylindrique, ou conique au dixième. Pour certaines locomotives, la tige vient de forge avec le piston.

Cette pièce est ordinairement pleine. Dans le *système à fourreau* de Penn, on a cherché, pour économiser l'emplacement, à loger la bielle dans la longueur de la tige. A cet effet, celle-ci est creuse

et présente un rayon d'évidement suffisant pour permettre les inclinaisons alternatives de la bielle, qui s'articule au fond de cette cavité sur le noyau même du piston. Il serait même plus juste de dire que la tige se trouve supprimée, en raison de la connexion immédiate de ces deux derniers organes; le fourreau perdant son rôle de transmission pour jouer celui de guide, destiné simplement à assurer la rectilignité du mouvement du piston. On gagne ainsi en développement toute la longueur de la tige; mais un tel accroissement du diamètre du stuffing-box entraîne de notables inconvénients.

571 — La *crosse* ou *crossette* de la tige du piston (fig. 316, 317) est guidée par des glissières prises entre des longerons

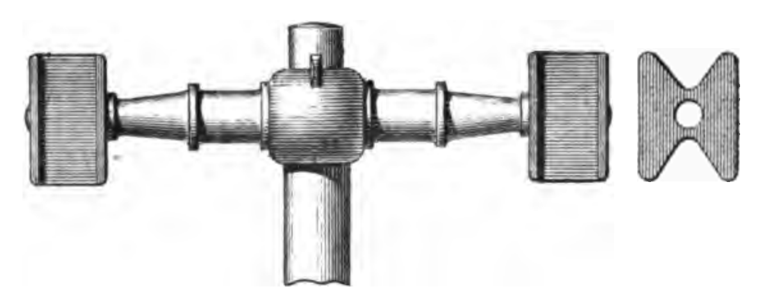


Fig. 316 et 317. — Crosse et glissières (élévation et coupe).

(fig. 318, 319). Quelquefois elle se trouve soutenue par un patin

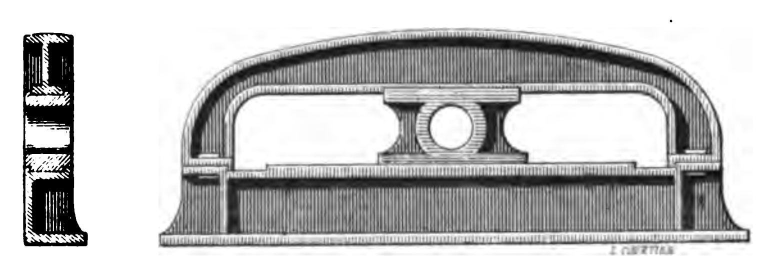


Fig. 318 et 319. — Glissière à patin (élévation et coupe).

qui baigne dans l'huile. Certains constructeurs, pour assurer le dressage des surfaces, installent l'outil sur le châssis même de la machine, de manière à travailler à la fois les parois du cylindre

et des glissières. Des repères servent ensuite à vérifier que le montage n'amène pas de dérangement.

La tige, la bielle, la manivelle et l'arbre se font souvent en acier; la bielle et la manivelle en métal doux; l'arbre en acier demi-doux; la crosse, la tige, la manivelle en métal moins doux encore. L'acier présente de grandes qualités par comparaison avec l'emploi du fer; mais il faut être bien sûr de sa provenance, et contrôler sa nature par de nombreux essais. On peut nickeler certaines pièces pour leur conserver leur éclat.

572 — On donne le nom de *garniture, presse-étoupes* ou *stuffing-box* au joint étanche qui permet à la tige mobile de traverser le fond du cylindre. On y distingue la *boîte*, les *grains* qui maintiennent la garniture, et le *chapeau* qui serre le tout. On doit employer un serrage non réversible, ou de doubles écrous.

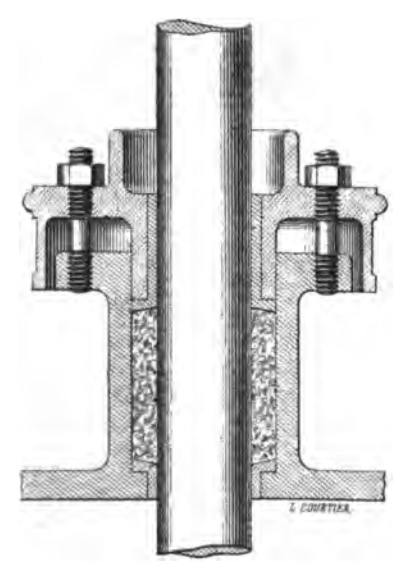


Fig. 320. — Stuffing-box (coupe méridienne).

On peut avoir recours pour le joint aux tresses d'étoupes (fig. 320), ou d'amiante graissée [1]. On préfère de plus en plus

[1] Lullin. L'Amiante. *Le monde de la science et de l'industrie*, décembre 1888.

des garnitures entièrement métalliques (fig. 321), en bronze ou en

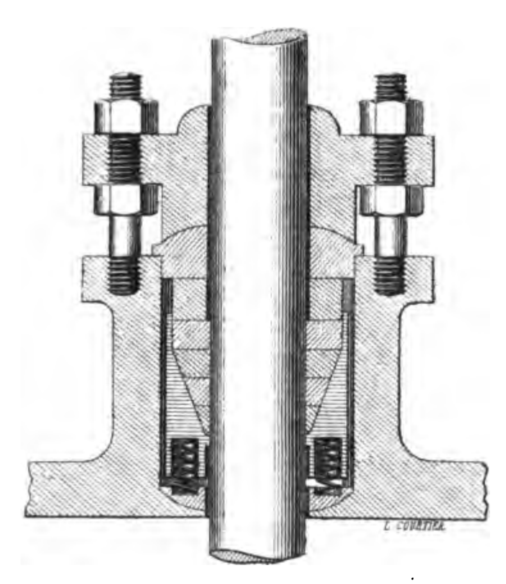


Fig. 321. — Garniture métallique Brockett (coupe méridienne).

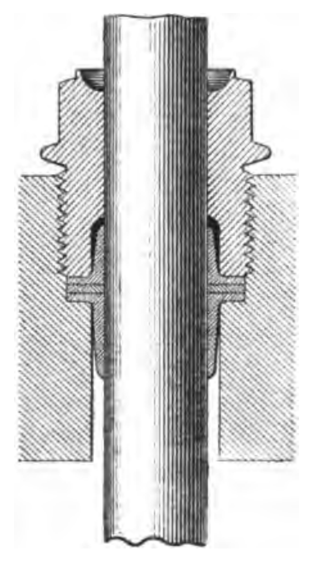


Fig. 322. — Garniture pour piston de machine hydraulique (coupe).

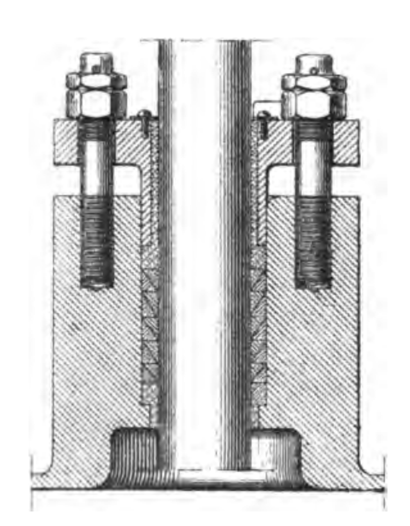


Fig. 323. — Garniture métallique Kubler. (Coupe méridienne.)

métal antifriction (1). Dans les machines straight-line (n° 834), la douille en métal blanc se prolonge un peu à l'intérieur du cylindre, pour augmenter l'étanchéité du joint en raison de sa longueur. Un logement correspondant refouillé dans le piston permet à celui-ci d'arriver néanmoins au point mort.

La garniture Kubler (2) comprend une série de bagues doubles, formées chacune d'un cône plein emboîté dans un cône creux, et interposées entre une bague de fond et le presse-garniture (fig. 323). Elles sont fendues suivant un plan méridien, de manière à laisser pour chacune un jeu de un millimètre et demi environ. La décomposition de l'ensemble est rendue très facile, de manière à permettre les réparations.

573 — *Bielle, Manivelle, Volant.* — La *bielle* (fig. 324, 325) doit avoir environ cinq fois la longueur du bras de manivelle, c'est-à-dire deux fois et demie celle de la course, sous peine d'exagérer beaucoup les inconvénients qui résultent de la variation de son obliquité.

Ce n'est pas ici le lieu de développer les propriétés géométriques de ce système de transmission (3), non plus que les calculs de résistance destinés à en déterminer les dimensions (4).

La bielle s'unit d'une part à la crosse, et de l'autre à la manivelle au moyen de *têtes de bielle* (fig. 326, 327), dont la constitution rappelle celle du palier graisseur (5). Leurs coussinets se font en bronze dur garni de métal blanc.

La *manivelle* (fig. 328, 329) est calée sur l'arbre tournant (fig. 330, 331) au moyen d'une clavette, ou mieux en forçant simplement l'assemblage à l'aide de la presse hydraulique, après avoir

(1) Métal magnolia, bronze blanc de Parson, etc. Pour les pistons hydrauliques on emploie le *cuir embouti* (fig. 322).

(2) *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 30.

(3) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 178. — Raffard. *L'arbre, la manivelle, la bielle et le volant*, Paris, Chaix. in-8°, 1890. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 234.

(4) Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 392. — Reuleaux. *Le constructeur.* — Redtenbacher. *Principes de la construction des organes de machines.*

(5) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 68.

chauffé l'anneau de la manivelle avant de l'enfiler sur le bout d'arbre.

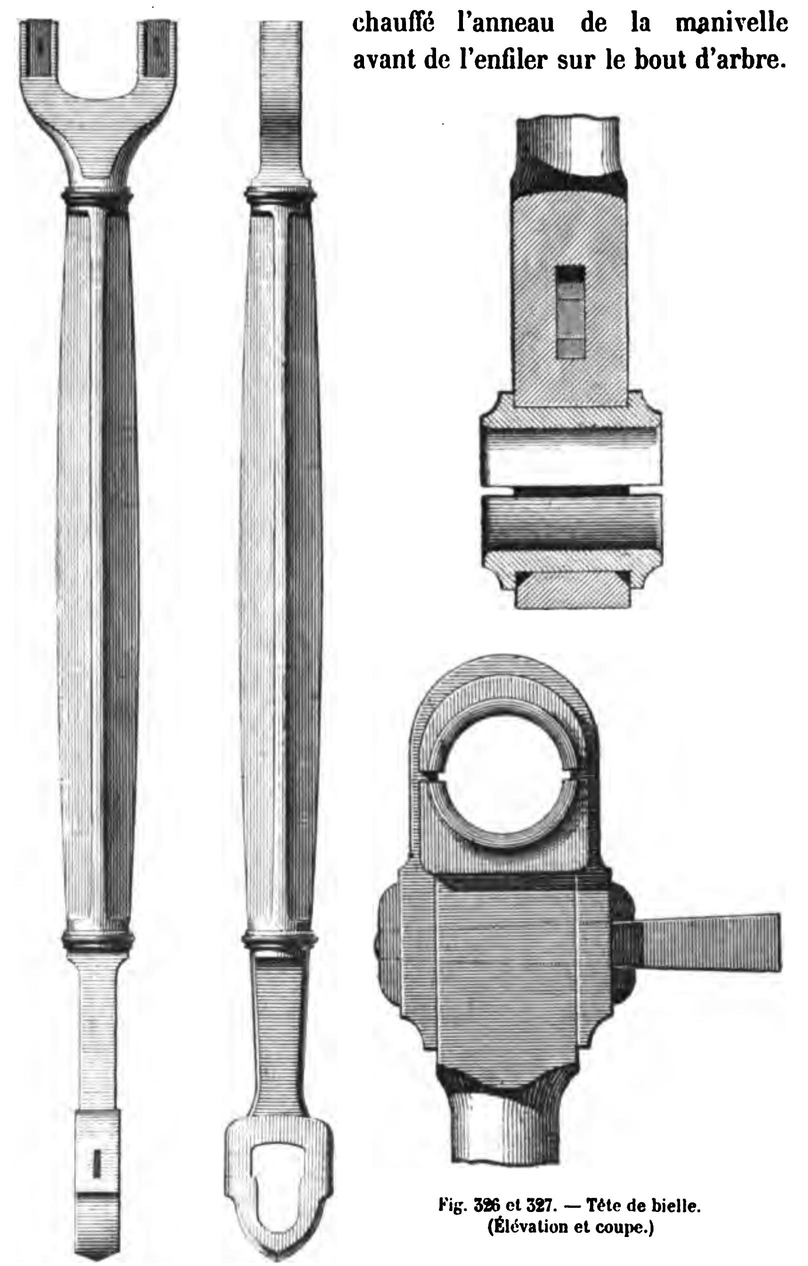


Fig. 326 et 327. — Tête de bielle. (Élévation et coupe.)

Fig. 324 et 325. — Bielle. (Élévations antérieure et latérale.)

Le refroidissement détermine ensuite un serrage énergique, qui n'est pas

tel toutefois qu'un choc violent ne puisse déterminer une rotation relative des deux pièces, au lieu de la rupture complète que rendrait inévitable leur réunion par l'intermédiaire d'un prisonnier. On arrive, dans certains ateliers, à compter par microns (¹) le degré

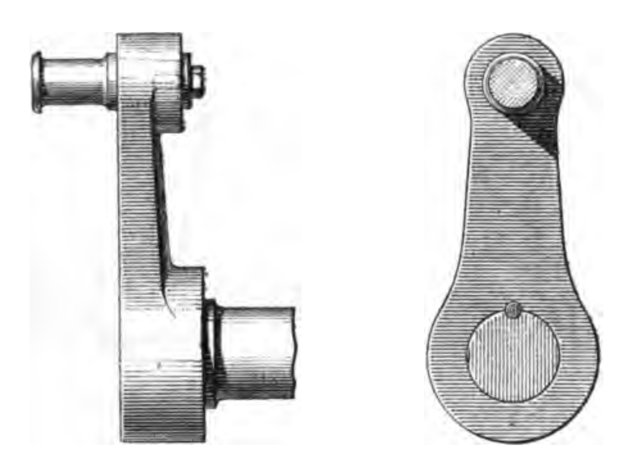


Fig. 328 et 329. — Manivelle (élévations antérieure et latérale).

de précision. L'excédent de dépense qu'occasionnent de tels soins se trouve racheté par la diminution des frais d'ajustage, et la facilité du remplacement des diverses pièces dans les machines. Le bouton de la manivelle ne doit pas, dans sa rotation, approcher

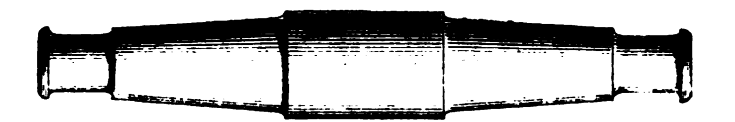


Fig. 330. — Arbre moteur (élévation).

assez près du sol pour que la main risque d'être écrasée, si on l'a glissée imprudemment par dessous. On substitue souvent à la manivelle ordinaire un *plateau-manivelle* plein, qui offre plus de sécurité pour les hommes, supprime la résistance de l'air, et se trouve constamment équilibré.

(¹) Millième de millimètre.

Le volant sert à régulariser l'allure par son moment d'inertie (¹). Sa jante permet d'installer un frein puissant, en profitant d'un aussi grand bras de levier. On y pratique quelquefois des trous, pour permettre d'exercer à l'aide de leviers ou d'un criquet une action à bras d'homme, afin de pouvoir démarrer quand on a stoppé



Fig. 351. — Arbre coudé (élévation).

sur le point mort. Quelquefois on munit ces grandes roues de joues en tôle, afin de diminuer la résistance due au brassage de l'air. Le plus souvent la jante porte une maîtresse-courroie, ou des cordes-sans-fin noyées dans une série de gorges. La fosse dans laquelle est plongée la partie inférieure de cette roue gigantesque doit être environnée d'une balustrade. On peut aussi disposer pour la symétrie deux volants au lieu d'un seul.

§ 5

VITESSE

574 — *Vitesses diverses.* — Il y a lieu, pour caractériser

(¹) Poncelet. *Mécanique appliquée aux machines*, édité par Kretz, p. 155. — Résal. *Traité de mécanique générale*, t. III, p. 164. — Spineux. *Traité de la distribution de la vapeur* suivi d'une étude des volants et des régulateurs. — Dwelshauvers-Dery. Sur le calcul d'un volant. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XXVIII, p. 373. — Liébaut. *Bulletin technologique de la Société des anciens élèves des Écoles d'arts et métiers*, avril 1889. — Haton de la Goupillière (Théorie des manivelles multiples. *Annales des mines*, 1863, t. III, p. 57. — *Traité des mécanismes*, p. 280).

l'allure d'un moteur, d'y considérer deux vitesses bien distinctes : celle de la rotation de l'arbre, et celle du parcours du piston.

La première est constante, ou du moins maintenue par l'influence du volant entre d'étroites limites. On la représente, soit au moyen de la *vitesse angulaire*, qui est l'*angle décrit dans une* SECONDE, ou le rapport d'un angle quelconque au temps employé à le parcourir, soit plus ordinairement à l'aide du *nombre* n *de tours par* MINUTE. Ces deux éléments sont unis par la relation :

$$\omega = \frac{2n\pi}{60},$$

qui donne à la fois :

$$\omega = \frac{\pi}{30} n = 0,1047\, n,$$

$$n = \frac{30}{\pi} \omega = 9,5493\, \omega.$$

La valeur de n varie dans la pratique depuis 5 ou 10 tours jusqu'à plusieurs centaines pour les machines à mouvement alternatif du piston : parfois 300, rarement 500. Avec les moteurs rotatifs, ce nombre arrive à se compter par milliers. Il atteint industriellement le chiffre 10 000 dans le turbo-moteur Parsons, que l'on a même poussé à outrance jusqu'à 20 et 30 milliers de tours par minute ([1]). Les machines de torpilleurs, la conduite des dynamos, conduisent surtout à l'emploi des grandes vitesses angulaires.

575 — La vitesse linéaire du piston n'est plus constante comme la précédente. Négligeons en ce moment ([2]) l'influence de l'obliquité de la bielle, ce qui revient à supposer cette dernière de longueur infinie. Nous désignerons par t le temps, et par :

$$\varphi = \omega t,$$

([1]) Voy. n° 854.
([2]) Nous consacrerons à l'étude de cette influence les chapitres XLIV et XLV.

l'angle de rotation compté à partir du *point mort*, par x l'espace que parcourt le piston depuis le *fond de course*, et par r le rayon de manivelle. Il vient ainsi :

$$x = r(1 - \cos \omega t).$$

Si nous appelons v la vitesse, et j l'accélération de ce mouvement rectiligne, nous aurons en différenciant deux fois de suite :

$$v = \frac{dx}{dt} = r\omega \sin \omega t.$$

$$j = \frac{d^2x}{dt^2} = r\omega^2 \cos \omega t.$$

On voit par là que la vitesse du piston se trouve à chaque instant représentée proportionnellement par l'ordonnée du cercle que décrit le bouton de manivelle. Elle atteint son maximum au milieu de la course, et s'annule aux deux extrémités, où elle change de signe et de sens [1].

576 — A un élément aussi variable, on substitue par la pensée, pour caractériser le régime d'une machine, la ***vitesse moyenne*** V du piston. On appelle ainsi celle d'un mouvement uniforme fictif dans lequel, au bout d'un nombre entier de courses, le mobile aurait parcouru le même espace que le piston réel. Pendant une révolution complète, cet organe décrit la longueur $4r$. Il parcourt donc en une minute $4nr$, et par seconde 60 fois moins, c'est-à-dire :

$$V = \frac{nr}{15} = 0{,}0667\, nr\,;$$

ou, en fonction de la vitesse à la circonférence ωr :

$$V = \frac{2}{\pi}\, \omega r = 0{,}6366\, \omega r.$$

[1] Quant à l'accélération, elle varie à chaque instant en raison de la distance du

A l'époque de Watt, la vitesse moyenne variait peu aux environs d'un mètre par seconde. On rencontre encore ce chiffre dans quelques machines, et il s'abaisse même à $0^{m},50$. Il s'est cependant accru en général. On atteint parfois aujourd'hui 3 et 4 mètres, et très exceptionnellement 5 à 6 mètres par seconde ([1]).

577 — *Influence de la vitesse.* — Il est facile de caractériser l'influence qu'exerce la vitesse sur le rendement ([2]). Si l'on veut établir à ce point de vue une comparaison rationnelle entre deux machines, il est nécessaire de la dégager autant que possible de l'inégalité des autres éléments essentiels. Nous admettrons donc que la pression est égale de part et d'autre. En outre, pour rendre aussi semblable que possible l'influence du mécanisme sur les résistances passives, nous supposerons les deux appareils homothétiques, en désignant par α le rapport des dimensions homologues. Le degré de détente, en particulier, sera le même. La comparaison doit en outre se faire à égalité du poids de vapeur dépensé. Or celui-ci est le produit du poids spécifique (identique dans les deux cas, puisque les pressions sont les mêmes) par le volume d'admission (qui est proportionnel à α^3) et par le nombre de fois que ce volume se trouve rempli dans un même temps

piston au milieu de la course. Elle change de signe en ce point, pour passer de l'accroissement de vitesse au ralentissement. Elle est maximum aux fonds de course. Elle fournit à chaque instant la mesure variable de la force d'inertie.

([1]) On voyait à l'Exposition de Philadelphie une machine de Porter ayant une vitesse de 7 mètres (William Auchincloss. *The practical application of the slide valve and link motor*, New-York, 1875).

Les locomotives atteignent celle de $7^{m},50$ sur le pied de 90 kilomètres à l'heure. On s'y tient en général entre $3^{m},50$ et 4 mètres (Cornut. *Cinquième congrès des ingénieurs en chef des associations de propriétaires d'appareils à vapeur.* — Polonceau. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 29).

La marine militaire, obligée de mouvoir des masses énormes, emploie des vitesses comprises entre $1^{m},80$ et $2^{m},50$. Elle dépasse rarement 4 mètres dans la crainte d'augmenter outre mesure les forces d'inertie, de rendre la surveillance difficile et de compromettre le graissage des articulations (Widmann. *Étude des principes et de la construction des machines marines*, p. 84).

([2]) Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 284. — E. Martin. Étude sur les machines à vapeur à grande vitesse. *Bulletin technologique de la Société des anciens élèves des Ecoles d'Arts et Métiers*, mars 1886. — Gustave Richard. Les machines à vapeur rapides. *La lumière électrique*, t. XI, XII, XVII, XIX, XX, *passim*.

(c'est-à-dire par le rapport des vitesses, que j'appellerai β). Nous devrons donc écrire :

$$\alpha^3\beta = 1.$$

Cela posé, analysons le jeu des résistances passives. Le frottement est, en chaque point, proportionnel aux efforts transmis; mais ceux-ci sont de deux sortes. Une première catégorie comprend les *forces de surface* exercées par le fluide sur les parois, et proportionnelles à α^2. Le travail qu'elles effectuent sera le produit de leur intensité par le chemin parcouru, qui varie lui-même en raison des dimensions (d'où le facteur α), et du nombre de tours par minute (ou de β). On aura donc en définitive une expression de la forme $A\,\alpha^3\,\beta$; c'est-à-dire A, d'après l'équation précédente.

Une seconde classe d'efforts constitue les *forces de masse*, telles que les poids ou les forces centrifuges. Elles seront proportionnelles aux volumes (ou à α^3), si nous supposons que l'on ait employé les mêmes matériaux pour les pièces correspondantes. L'expression du travail renferme donc un facteur α de plus que dans le cas précédent. Elle se réduira par suite à la forme $B\alpha$.

En résumé, la perte de travail due aux résistances passives pour l'ensemble de l'appareil aura pour expression :

$$\Sigma A + \alpha \Sigma B,$$

ou encore, d'après l'équation ci-dessus :

$$\Sigma A + \frac{\Sigma B}{\sqrt[3]{\beta}}.$$

Elle décroît donc lorsque β augmente.

Par conséquent, si, en vue d'isoler nettement l'influence de la vitesse, ainsi qu'il a été expliqué, l'on compare ***au point de vue du rendement*** des machines supposées géométriquement semblables, pour des vitesses en raison inverse du cube des dimensions, l'avantage reste aux petites machines menées rondement [1].

[1] Les expériences de M. Willans ont mis en évidence l'avantage des grandes vitesses. (Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 161.)

578 — En ce qui concerne d'autre part la *fatigue des matériaux*, qui est due aux forces d'inertie, elle augmente en raison directe des masses, ainsi que de l'accélération, et en raison inverse des surfaces moléculaires des sections travaillantes. Or la masse est proportionnelle à α^3, puisque la densité est supposée la même de part et d'autre. L'accélération $\frac{d^2x}{dt^2}$ appartient au même ordre d'homogénité que $\frac{v^2}{x}$. Elle sera donc en raison de $\frac{\beta^2}{\alpha}$. Enfin l'aire moléculaire varie comme α^2. De là l'expression :

$$\alpha^3 . \frac{\beta^2}{\alpha} . \frac{1}{\alpha^2} = \beta^2.$$

La fatigue sera par conséquent beaucoup plus accusée avec les machines rapides.

579 — Divers points de vue pourront encore, en ce qui concerne la vitesse, influencer dans un sens ou dans l'autre le choix de l'ingénieur.

Les machines rapides seront plus petites à égalité de puissance, puisqu'elles remplissent et vident plus souvent leur cylindre. Elles seront donc moins encombrantes ; qualité précieuse en toute circonstance, et surtout dans les villes où le terrain coûte cher. Elles prêtent moins aux pertes par rayonnement. Les fuites y diminuent d'importance pour deux motifs. Elles sont, d'une part, proportionnelles à la circonférence du piston qui se trouve réduite,et,de l'autre, à la différence des vitesses de l'écoulement de la vapeur et de celle du piston, de telle sorte que si ce dernier courait aussi vite que la vapeur, celle-ci ne s'échapperait plus autour de lui. Or, la vitesse d'écoulement de ce fluide est très grande. Ce sera donc pour les moteurs rapides que celle du piston s'en rapprochera le plus. Le séjour de la vapeur dans le cylindre durant moins longtemps, cet organe offre moins de prise à la condensation au moment de l'admission. Le régime se trouve en outre, pendant toute la durée de la course, plus rapproché de l'adiabaticité, qui est avantageuse au point de vue théorique. L'extrême rapidité du moteur, en se rapprochant de l'allure qui convient pour les machines dynamo, per-

met de supprimer dans la connexion des organes de multiplication de vitesse, dont l'emploi serait plein d'inconvénients. De pareils moteurs sont plus légers en raison de leurs petites dimensions [1], et par suite moins chers de premier établissement.

580 — Il convient toutefois d'ajouter que si la dépense totale se trouve diminuée, le prix de revient par kilogramme sera au contraire plus élevé; car un semblable appareil a besoin d'une exécution particulièrement soignée. Un jeu, de dimensions données, devient proportionnellement plus important, eu égard à la petitesse du système. De là le besoin d'un ajustage perfectionné. Les matériaux devront être de qualité supérieure. Un défaut, une paille d'égales dimensions, jouera un rôle plus nuisible à la solidité d'une pièce plus réduite. L'entretien devient plus coûteux, l'usure plus rapide. On a davantage besoin d'un organisme parfaitement équilibré, pour éviter les alternatives dues à l'action de la pesanteur. Il convient de ne recourir qu'à des distributions simples et desmodromiques, exemptes de l'emploi des déclics que des poids ou des ressorts actionnent dans un temps déterminé *a priori*, lequel peut devenir plus comparable à la durée des phases d'un fonctionnement particulièrement rapide (n° 657).

[1] Le poids moyen par cheval-indiqué, qui était autrefois de plusieurs quintaux, ne dépasse pas 100 kilogrammes dans les croiseurs de guerre, en y comprenant la chaudière pleine d'eau, l'arbre de couche, l'hélice et ses accessoires. Mais on a réalisé des chiffres presque incroyables dans la voie de l'allégement dû à l'emploi des grandes vitesses. La machine de Willans *Central valve Engine* s'abaisse à 16 kilogrammes. Avec des vitesses de 300 tours, M. Ahrbecker a construit des embarcations sur le pied de 2kg, 38; chiffre dont l'authenticité est garantie par M. Sinigaglia (*Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 167).

CHAPITRE XXXIV

DOUBLE ENVELOPPE — DESCRIPTION

—

§ 1

PRIMAGE

581 — *Méthodes de mesure.* — On désigne sous le nom de *primage* l'entraînement mécanique de l'eau par la vapeur au sortir du générateur. Sa mesure constitue une opération assez difficile.

Hirn a institué dans ce but une méthode, qui consiste à dériver une portion du courant à la sortie de la chaudière, pour le recevoir dans un calorimètre. De l'augmentation de poids et de température de ce dernier, l'on déduit les quantités correspondantes de calorique μ et ρ (¹), et par suite les proportions de liquide et de vapeur contenues dans le mélange. L'application de ce procédé est délicate, et peut, en l'absence de certaines précautions, fournir des résultats erronés, et même négatifs (²).

M. Leloutre a proposé une méthode différente, fondée sur la for-

(¹) Voy. t. I, p. 775 et 787.

(²) Hirn (Lettre à M. Scheurer-Kestner sur la méthode propre à déterminer la quantité d'eau entraînée par la vapeur. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1869. — *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur*, t. II, p. 77). — Hallauer. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, septembre 1874, juin 1875, 1878, p. 238. — Zeuner. Calorimetrische Untersuchungen der Dampfmaschinen, *Civil Ingenieur*, 1881, 6ᵉ cahier. — Hirn et Hallauer. *Réfutations d'une critique de M. Zeuner.* — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 153. — Vinçotte. *Compte rendu du troisième congrès des ingénieurs en chef des associations de propriétaires d'appareils à vapeur*, 1878. — Boeking et Von Reiche. *Die Untersuchungen an Dampfmaschinen und Dampfkesseln.* etc., 1881.

mule suivante, pour la démonstration de laquelle nous renverrons au mémoire original [1] :

$$x = \frac{u_0}{u} \frac{2\rho_0 - \rho + \frac{\mu_0 - \mu}{2}}{\rho_0 - 0,3955(\theta_0 - \theta)}.$$

Elle fait connaître la quantité d'eau $1 - x$, qui se précipite au sein d'une vapeur sortie sèche de la chaudière à la température θ_0, lorsque celle-ci, après un certain parcours, s'est abaissée à la valeur θ. Les symboles u, μ, ρ continuent à y désigner les fonctions bien connues de la thermodynamique [2].

On doit à MM. Knight et Guzzi un appareil basé sur la mesure de l'excès de poids d'un volume donné de vapeur sortant de la chaudière sur celui de ce même volume saturé d'air sec [3].

M. Brocq a proposé un dispositif d'expérience, à l'aide duquel on augmente progressivement le volume occupé par une quantité déterminée du mélange fourni par la chaudière, jusqu'à ce qu'il se produise une dépression indiquant le point de saturation précise sans humidité [4].

Un procédé spécial a été fondé sur l'emploi du sel marin. Le volume V de l'eau renfermée dans la chaudière étant maintenu constant pendant toute la durée de l'essai, au moyen d'une alimentation suffisante, on l'additionne au commencement de l'expérience d'un poids p_0 de sel. On détermine d'autre part, au moyen d'un dosage direct, la quantité p_1 de cette substance qui subsiste à la fin de l'épreuve. Un poids $p_0 - p_1$ de sel a donc été emporté par les vésicules d'eau, ce qui correspond proportionnellement au volume liquide :

(1) Leloutre (*Recherches expérimentales et analytiques sur les machines à vapeur. Détermination de l'eau entraînée*, in-8°, Nancy, 1883. — *Bulletin de la Société industrielle du nord de la France*, mars 1874. — *Vérification d'une série d'essais sur une machine de Woolf*. Paris, in-8°, 1885).

(2) Voy. t. I, p. 775, 782, 787.

(3) Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. III, p. 277. — *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, octobre 1879, p. 487. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1878, p. 67. — *Engineering*, 28 décembre 1877.

(4) *Revue industrielle*, 24 août 1881, p. 334.

$$\frac{p_0 - p_1}{p_0} V.$$

Connaissant d'ailleurs le volume de mélange de vapeur et d'eau qui a été dépensé par le moteur, on en déduit le degré de primage (1).

(1) M. Villié, doyen de la Faculté libre des sciences de Lille, a indiqué pour cette méthode une correction, dont la valeur est d'autant plus importante que l'essai devra être prolongé plus longtemps, dans le but d'obtenir une plus grande précision par l'atténuation de l'influence des irrégularités secondaires (*Bulletin de la Société industrielle du nord de la France*, 1890).

Il est clair que la proportion qui a été admise suppose constant le contenu salin dans le générateur, tandis que sa véritable valeur p est progressivement décroissante de p_0 à p_1. De là une erreur, à l'avantage du constructeur et au détriment de l'usinier, auquel ce dernier a garanti un certain degré de vapeur sèche.

La proportionnalité n'existe rigoureusement que pour un intervalle infiniment petit. Si v désigne le volume d'alimentation et mv le primage correspondant, l'entraînement élémentaire mdv emportera une quantité dp de sel satisfaisant à la proportion :

$$-dp = mdv \frac{p}{V},$$

d'où l'équation différentielle :

$$mdv = -V \frac{dp}{p},$$

qui donne, en intégrant avec un logarithme *népérien* :

$$mv = V L \left(\frac{p_0}{p_1}\right).$$

M. Villié prévoit le cas où l'eau d'alimentation ne serait pas pure ; le volume v renfermant, avant l'addition de sel marin, un poids nv de substance saline. Dans cette hypothèse, l'évaporation élémentaire, en entraînant dp, apporte d'autre part dans la chaudière le poids ndv. On aura donc à modifier ainsi l'équation différentielle :

$$ndv - dp = mdv \frac{p}{V},$$

ou, en séparant les variables :

$$mdv = -V \frac{dp}{p - \frac{n}{m} V},$$

et en intégrant :

$$mv = V L \left(\frac{p_0 - \frac{n}{m} V}{p_1 - \frac{n}{m} V}\right)$$

Cette relation n'est plus, comme la précédente, résolue directement par rapport à m.

582 — *Résultats*. — En ce qui concerne les résultats pratiques, M. Leloutre annonce que les chaudières priment fort peu à la prise de vapeur, mais qu'il s'opère ensuite une précipitation rapidement croissante avec la distance [1]. M. Willans a publié des essais, dans lesquels il ne trouvait pas plus de 1 °/₀ d'eau entraînée [2]. M. Thurston affirme, d'après son expérience de vingt années, qu'en conduisant bien une chaudière, on peut toujours maintenir ce chiffre au-dessous de 5 °/₀ [3]. En revanche on atteint 20 et 25 °/₀ dans les locomotives, et des proportions encore plus élevées avec les chaudières marines, en raison de l'insuffisance de la surface de dégagement et du volume de la chambre à vapeur. Toutes les fois que des artifices appropriés permettent d'améliorer ces deux éléments, nonobstant les difficultés qui résultent de l'emplacement, on en éprouve un effet avantageux [4].

A cet égard on procédera par approximations successives, en se fondant sur ce que n sera ordinairement une petite quantité. En commençant par la négliger, il viendra comme première valeur :

$$m'v = \mathrm{V} L\left(\frac{p_0}{p_1}\right),$$

identique, comme cela devait être, à celle du cas précédent. Une seconde approximation donne, en substituant cette valeur de m' :

$$m''v = \mathrm{V} L\left(\frac{p_0 - \frac{n}{m'}\mathrm{V}}{p_1 - \frac{n}{m'}\mathrm{V}}\right),$$

c'est-à-dire :

$$m''v = \mathrm{V} L\left[\frac{p_0 - \dfrac{nv}{L\left(\frac{p_0}{p_1}\right)}}{p_1 - \dfrac{nv}{L\left(\frac{p_0}{p_1}\right)}}\right].$$

Elle sera ordinairement suffisante, sans quoi l'on continuerait à opérer par substitutions successives.

(1) Leloutre. Sources citées ci-dessus, p. 32, note 1.

(2) Pierre William Willans. Essai sur les conditions économiques d'une machine à vapeur sans condensation. Traduction de Hubert. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. V, p. 37.

(3) Thurston. *Ibidem*, 3e série, t. V, p. 110.

(4) Notes de G. Richard au *Manuel de la machine à vapeur* de Rankine, p. 710. — Lencauchez et Durant. De la production et de l'emploi de la vapeur. *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, juin 1880, p. 27.

On a également employé, pour débarrasser la vapeur de l'eau entraînée : le pétrole [1]; l'influence de la gravité, en plaçant la chaudière en contre-bas; la force centrifuge, en déterminant des changements de direction, principalement dans des plans verticaux avec la convexité tournée sur le bas, afin de combiner ces deux dernières influences; des réservoirs appelés sécheurs ou réchauffeurs, dont la grande section a pour effet de réduire considérablement la vitesse du courant, et de faciliter le dépôt des particules liquides en raison de leur plus grande densité [2].

On retire une influence analogue de l'étranglement produit à l'aide de l'organe qui porte les noms de *valve*, *papillon*, *soupape à gorge*, ou encore, au risque d'une confusion fâcheuse, *régulateur* (fig. 332, 333). Pour faire passer la vapeur dans cet espace rétréci à volonté, une différence de tension est nécessaire [3]; et comme celle du générateur est déterminée, c'est en aval que se produit une chute de pression [4]. Cette diminution d'énergie interne s'effectue sans compensation dynamique ; car aucun objet extérieur ne la recueille directement; et la force vive du fluide n'en est pas non plus augmentée, puisque le mécanisme de la distribution, mené à la même allure, continue à dépenser des volumes égaux d'un fluide plus raréfié. Le résultat est donc une surchauffe, dont l'effet sera de volatiliser les parties restées liquides. Celles-ci, du reste, auront déjà subi une première diminution, en raison du ralentissement qu'éprouve le courant en

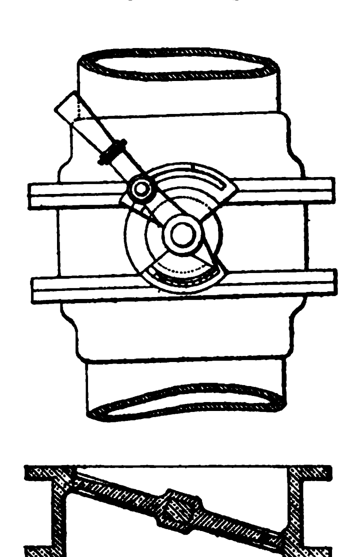


Fig. 332 et 333. — Valve. (Élévation et coupe méridienne.)

(1) *Society of Engineers*, 9 avril 1877.
(2) Voy. t. I, p. 500.
(3) Voy. t. I, p. 436.
(4) Phénomène dont il est très nécessaire de tenir compte pour les calculs fondés sur la valeur réelle de la pression dans le cylindre.

amont de l'obstacle, d'après la réduction de dépense en poids [1]. M. Polonceau applique ce moyen dans les locomotives de la Compagnie d'Orléans, en produisant la vapeur à la pression de 16 kilogrammes, la laissant retomber à 10 ou 12 au moyen d'un détendeur, et la faisant repasser en cet état à travers des tubes immergés dans la vapeur de la chaudière [2]. La différence de température due à la chute de pression a pour effet de vaporiser le brouillard, et de sécher la vapeur au degré que l'on ne veut d'ailleurs pas franchir, pour la bonne conservation de la machine.

§ 2

PURGEURS

583 — Il s'accumule dans le cylindre une certaine quantité d'eau produite par le primage, et en même temps par les condensations dont nous parlerons dans le paragraphe 4. Cet effet étant à peu près proportionnel au temps arriverait à dépasser toutes limites, si l'on ne prenait des mesures appropriées en vue de l'évacuation.

Or un tel encombrement expose aux plus graves inconvénients. En premier lieu, cette eau détermine une résistance mécanique pour le mouvement du piston. Elle exerce sur le jeu du calorique et le rendement de la machine une action désastreuse, ainsi que nous l'expliquerons plus loin. Enfin, quand le piston arrive à fond de

[1] C'est de cette réduction même que provient la dénomination de *régulateur*. En effet la manœuvre de la valve remplit à cet égard, entre les mains d'un mécanicien attentif, le même office que le modérateur à boules (chap. L), pour régulariser l'allure malgré la variation de la résistance. En étranglant le courant dans une mesure sensible pendant la marche normale, on se donne la ressource de restituer de la pression au cylindre par l'ouverture du papillon, en cas d'aggravation de la résistance; de même que l'on reste maître de laminer encore davantage la vapeur, lorsque, par suite d'une diminution dans le travail résistant, la machine manifeste une tendance à s'emballer.

On emploie ordinairement une valve tournante (fig. 332, 333), pour la facilité de la manœuvre; mais comme elle ferme toujours imparfaitement, on lui adjoint souvent une soupape destinée à fournir au besoin une obturation hermétique.

[2] Lencauchez et Durant. De la production et de l'emploi de la vapeur. *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, juin 1890, p. 30.

course, il refoule à travers les lumières ce liquide incompressible, qui fait claquer le tiroir, et peut briser les fonds si l'action est trop brusque.

Un premier moyen de s'en débarrasser consiste, pour le cas du cylindre horizontal, à placer les orifices d'échappement de la vapeur sur la génératrice inférieure. L'eau qui s'y accumule en raison de la pesanteur se trouve chassée à chaque coup de piston par la pression intérieure.

584 — En dehors de cette circonstance, on a recours aux *robinets purgeurs*. Ils sont d'ailleurs nécessaires non seulement pour le cylindre lui-même, mais pour la double enveloppe, les conduites de vapeur, les sécheurs, etc. (1).

On distingue deux classes de ces appareils. Les *purgeurs ordinaires* sont manœuvrés directement par la main du mécanicien, au moment où celui-ci le juge convenable, soit en raison du temps écoulé depuis la précédente purge, soit d'après le clapotement intérieur qui se produit dans le cylindre.

Les *purgeurs automatiques* fonctionnent d'eux-mêmes, par le seul fait de l'accumulation de l'eau en quantité suffisante. Un tel principe est évidemment séduisant; mais la pratique est, en général, loin de répondre à ces promesses, malgré la grande ingéniosité de plusieurs de ces systèmes. Le danger devient alors d'autant plus grand que le mécanicien, comptant sur leur fonctionnement, ne se trouve plus au même degré en éveil pour suppléer en temps utile à leurs défaillances.

Ajoutons que, dans les machines rapides, la manœuvre du purgeur ne saurait être assez prompte pour le refermer, quand l'évacuation est achevée, sans ouvrir un court passage à une perte de vapeur au dehors, ou au contraire à une rentrée d'air, lequel, chassé ensuite dans le condenseur par le jeu du piston, y détermine une chute du vide (2).

(1) Dans les machines munies d'un condenseur de surface, au lieu de laisser *cracher* les purgeurs au dehors, on en recueille les produits dans le réservoir d'eau distillée, à l'aide d'une tuyauterie spéciale.

(2) On a cherché à prévenir ce dernier effet au moyen d'une petite soupape, calée par

585 — On a proposé un très grand nombre de purgeurs ([1]). Je me bornerai à esquisser le principe de quelques-uns d'entre eux.

Dans le purgeur élastique Pougault ([2]), l'eau se rend en raison de son poids à un réservoir, qui est supporté en porte-à-faux par un

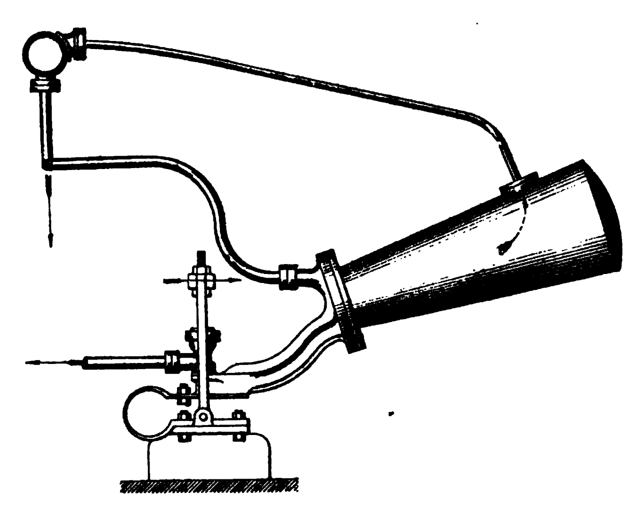


Fig. 334. — Purgeur Pougault à ressort (élévation.)

ressort (fig. 334). L'accumulation du liquide fait fléchir celui-ci, en déterminant par cette déformation même l'ouverture du robinet, qui se referme dès que le poids n'est plus suffisant pour le maintenir.

un ressort qui la referme dès que la tension atteint dans le cylindre la pression atmosphérique (Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 196).

([1]) Purgeurs : Cail (*Revue industrielle*, 18 mars 1886. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 134). — Cleuet (*Portefeuille économique des machines*, 1886, p. 102. — *Annales industrielles*, 1884, t. I, p. 336. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 134). — Coignet. *Les mondes*, t. XLI, p. 113. — Delinières. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 134. — Dreyer et Rosenkranz. *Portefeuille économique des machines*, 1883, p. 140. — Dumon. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, octobre 1875, p. 13; 1886, p. 134. — Fairbairn. *Revue industrielle*, 1881, p. 305. — Granjon. — Kœnig. — Kœrting. *Ibidem*, 1885, t. II, p. 215. — Lancaster. *Ibidem*, 1885, t. I, p. 350 et 435. — Legal. *Portefeuille économique des machines*, 1879, p. 17. — Lencauchez. *Ibidem*, 1878, p. 33. — Lethuillier-Pinel. *Ibidem*, 1886, p. 103. — Maillard. — Paradine. *Revue industrielle*, 6 avril 1881. — Sainte et March. — Véry.

([2]) *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 134.

Dans le purgeur à flotteur Pougault (fig. 335), l'eau soulève par son accumulation un corps flottant, et ouvre ainsi le conduit d'évacuation.

Dans le purgeur Vaughan (fig. 336), un tube vertical est ouvert à sa partie inférieure, qui repose sur un disque fixe servant d'obturateur. L'eau s'y rassemble par la pesanteur, et comme elle est peu conductrice du calorique, elle laisse plus de prise au refroidissement de la paroi, que lorsque celle-ci se trouve baignée par la vapeur. Il s'opère donc une contraction du tube, et sa base abandonne le disque en raison de ce raccourcissement. L'eau s'échappe.

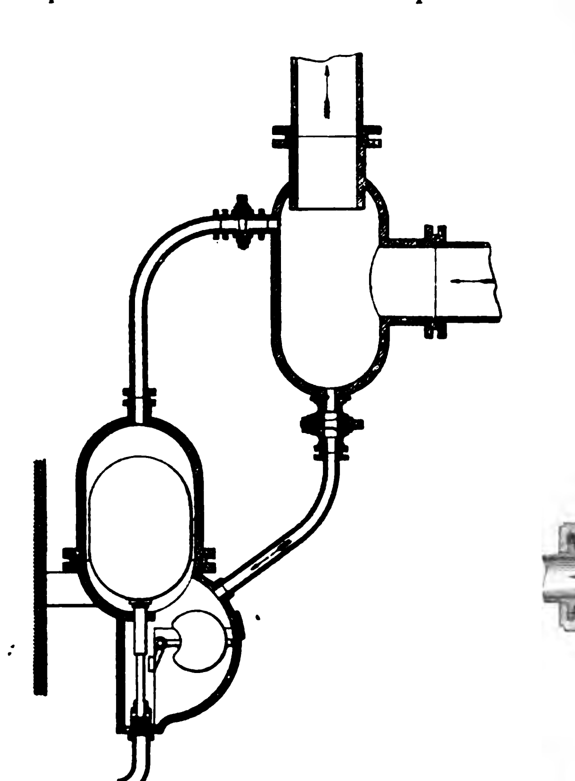


Fig. 335. — Purgeur Pougault à flotteur. (Coupe verticale.)

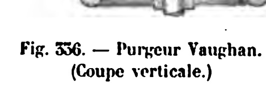


Fig. 336. — Purgeur Vaughan. (Coupe verticale.)

La vapeur crache un instant; mais le tube, aussitôt réchauffé, s'allonge de nouveau et regagne la surface fixe, en fermant le passage. La situation de cette dernière peut du reste être réglée à volonté à l'aide d'une vis, de manière à tenir compte avec précision de l'influence des températures.

§ 3

CALORIFUGES

586 — Il est essentiel de défendre autant que possible le cylindre contre la déperdition du calorique due au rayonnement. Il s'ensuivra une économie de combustible, un régime plus satisfaisant par la diminution correspondante des condensations intérieures, et une amélioration des conditions hygiéniques de l'atelier, que la présence de surfaces brûlantes rend parfois inhabitable.

On a essayé de diminuer la transmission de la chaleur par la surface interne; mais ces tentatives ont eu peu de succès [1].

C'est par l'extérieur qu'il convient d'agir au moyen d'enduits préservateurs, pour conserver dans le métal le calorique qui s'y trouve emmagasiné [2]. L'imagination des inventeurs s'est donné carrière à cet égard [3]. Le principe le plus fécond consiste dans l'interposition de l'air. C'est à elle que les tissus de laine, les

[1] M. Lissignol a proposé des fonds doublés en porcelaine, ou en verre (Mallet. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 17). On a garni de même des surfaces non exposées au frottement d'une lame de plomb, métal qui est trois fois moins bon conducteur que la fonte. Kennedy a également indiqué l'emploi d'un revêtement de vulcanite (*Mechanical Engineers*, 1887, p. 524).

[2] Isherwood (Efficacité des enveloppes non conductrices. *Journal of Franklin Institute*, mars 1875. — Rapport sur les expériences de M. Dollfus-Flach. *Revue industrielle*, 1880). — Bour. *Société des sciences industrielles de Lyon*, 18 janvier 1882, — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. II, p. 1028. — Ser. *Traité de physique industrielle*, n° 100. — Lecœuvre. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 4e série, t. V, p. 285. — Radisson. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1880, p. 110.

[3] Caloridor. — Calorifuge Leroy-Jauffret. — Ruban calorifuge en liège de J. Bourdon. — Enveloppe de liège Germond de Lavigne. — Mastic paille-liège Magniat. — Liège aggloméré Garnot. — Tresses en jonc calorifuge Poillon. — Plastique calorifuge Lombard. — Enduit Pimont. — Enduit *protector*. — Ciment William. — Coton minéral d'Ivry-port, etc.

fourrures doivent leur efficacité. On a constaté que la limaille de fer transmet la chaleur avec 200 fois moins de facilité environ qu'une barre du même métal. Les corps poreux ou fibreux, aussi bien que les substances d'un faible coefficient de conductibilité, seront donc indiqués pour cet emploi, par exemple : la paille, la bourre, le coton, le feutre, la laine, le papier gris non collé, l'amiante, le coton siliceux, etc. Ces matières doivent être maintenues absolument sèches, car leur conductibilité augmente avec l'humidité. On les assujettit contre la paroi du cylindre à l'aide d'un revêtement en bois cerclé.

587 — La perte de chaleur par rayonnement, rapportée au calorique que renferme la vapeur utilisée, est d'autant moins considérable que celle-ci sera elle-même plus importante dans un même temps.

M. Dollfus-Flach a formulé également cet énoncé : que le rayonnement varie en raison inverse de la racine carrée de l'épaisseur du revêtement non conducteur; ce qui doit conduire à se limiter à cet égard, le degré d'efficacité diminuant rapidement à partir d'une certaine limite.

D'après Péclet, l'effet d'un garnissage de coton sur $0^m,15$ d'épaisseur a fait tomber de 96 %, dans une atmosphère tranquille, la perte de chaleur par rayonnement [1].

Des expériences de M. Walther Meunier ont indiqué, comme résultat effectif de la condensation à travers la *surface nue* de divers métaux, les chiffres suivants, qui sont exprimés en kilogrammes d'eau par mètre carré et par heure :

Cuivre.	2,816
Fonte.	3,484
Fer.	3,906

Le tableau ci-après présente quelques résultats comparatifs pour des tuyaux de cuivre recouverts de divers enduits [2].

[1] Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 123.

[2] *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1880. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1880, p. 112.

NATURE DE L'ENDUIT	CONDENSATION	TEMPÉRATURE	ÉPAISSEUR DE L'ENDUIT	PRIX DE REVIENT sans la pose
	kilogrammes par mèt. carré et par heure	degrés centigrades	millimètres	francs
Cuivre nu	2,816	126,2	0	0,00
Kieselguhr-composition. . .	2,474	127,6	15	6,75
Tissu feutre, sans toile imperméable.	2,268	115,1	30	8,20
Enveloppe Gay, avec tasseaux. .	2,140	119,7	30	13,00
Liège	2,000	120,1	16	15,00
Tissu feutre, avec toile imperméable.	1,955	120,7	31	9,95
Produit Leroy.	1,506	129,9	45	8,64
Produit Hutschinson. . . .	1,181	124,8	60	18,90
Amiante	1,130	127,3	41	42,60

588 — Les mêmes précautions doivent être prises pour les tuyaux de conduite de vapeur, les effets prenant alors une importance qui croît avec la distance de transmission [1].

Aux Etats-Unis, on a installé sur une très grande échelle le chauffage des villes par la vapeur. Les tubes sont en fer, enterrés dans le sol. On commence par les recouvrir d'un papier d'amiante, autour duquel on enroule du feutre de Russie ; on entoure le tout d'un papier imperméable, et on l'insère dans des pièces de bois forées sur un diamètre suffisant [2].

(1) Déperdition de la chaleur dans les tuyaux de vapeur. *Portefeuille économique des machines*, 1885, p. 40. — Enveloppes des conduites de vapeur. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, octobre 1885, p. 13. — Chrétien. Transport de la vapeur à de grandes distances et sa canalisation. *Ibidem*, 1885. — Bounotte. Transport de la force à l'aide de la vapeur. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. XIV, p. 327. — Brustlein. Emploi de la vapeur pour la distribution de la chaleur et de la force. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1885 p. 43. — Richou. Distribution de la chaleur et de la force motrice par canalisation d'eau chaude. *Génie civil*, t. XVI, p. 466.

(2) Brustlein. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1880, p. 111.

§ 4

ACTION DES PAROIS

589 — Les considérations que nous avons développées dans le chapitre XXX sur le fonctionnement de la machine à vapeur supposent essentiellement l'adiabaticité [1]. Ce corps de doctrine [2] présente un intérêt qu'il serait injuste de méconnaître, et doit constituer le premier degré de l'étude de ces moteurs, en fournissant une base définie qui permet des calculs précis.

Toutefois l'attention a été portée depuis longtemps sur les écarts, souvent très considérables, qui séparent cette hypothèse de la réalité, et qui tendent à rendre de plus en plus insuffisante, eu égard aux progrès accomplis, une théorie qui se renfermerait exclusivement dans ces limites.

Divers motifs militent en effet en sens contraire de l'argument fondamental que l'on invoque d'ordinaire en faveur de l'adiabaticité, à savoir la brièveté des phénomènes, tout au moins dans les machines rapides. Il convient de mettre en balance la grande conductibilité du métal pour la chaleur, ainsi que l'état tout particulier dans lequel se trouve la vapeur saturée. Sous la plus faible influence, elle reprend l'état liquide en remettant en liberté un grand nombre de calories, en même temps qu'une quantité équivalente du même fluide prend immédiatement sa place au contact de la surface [3]. Aussi des condensations importantes se produisent-elles dans les cylindres [4].

[1] Nous avons déjà formulé une réserve fondamentale à cet égard (voy. t. I, p. 790, note 1).

[2] Que l'on a nommé la *théorie générique* des machines à vapeur.

[3] C'est le principe même de l'action des condenseurs de surface, qui exercent, lorsqu'ils sont bien décapés, une action rapide et énergique.

Dans une de ses expériences Hirn a constaté une condensation de 61 % dans le cylindre.

Les conditions sont très différentes pour les machines à air chaud. Ce fluide n'est pas condensable, et il est peu conducteur. Aussi la théorie adiabatique de ces moteurs présente-t-elle, pour la pratique, un caractère beaucoup plus satisfaisant.

[4] Ledoux. De la condensation de vapeur à l'intérieur du cylindre. *Annales des Mines*, 7e série, t. XI, p. 486. — Hallauer. Condensation de vapeur. *Bulletin de la*

C'est Hirn qui a le premier porté la lumière sur l'influence exercée par les parois, en créant la *théorie pratique* des machines à vapeur. Il convient de dire cependant que M. Zeuner a cru devoir rattacher les perturbations observées, non pas au métal, mais à la présence de l'eau dans le cylindre [1]. M. Donkin est entré dans la

Société industrielle de Mulhouse, août 1873, octobre 1876. — Delafond. Phénomènes de la condensation dans les machines. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. C, p. 237. — Thurston. Loi de la condensation dans les cylindres. *Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, septembre 1886, p. 370. — Dwelshauvers Dery (Exposé succinct de la théorie pratique des machines à vapeur. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XII, p. 186. — Les découvertes récentes concernant la machine à vapeur. *Ibidem*, 2e série, t. VII, p. 306. — Les machines à vapeur et leurs progrès. *Revue générale des sciences pures et appliquées*, 15 mars 1890, p. 129. — Sur la méthode calorimétrique de M. Donkin. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 4e série, t. V, p. 672). — Hirn, Dwelshauvers-Dery, Grosseteste et Hallauer. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1877, p. 141 à 214. — Hallauer. Mémoire relatant les expériences, etc., avec un avant-propos de Hirn. *Ibidem*, 1873, 1875, p. 144, 206. — Haton de la Goupillière (*Revue des Sociétés savantes*, 2e série, t. XI, p. 14. — *Revue des travaux scientifiques*, t. II, p. 255). — Camille Roland. Conditions économiques de l'établissement des machines à vapeur. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XIV, p. 211. — Ledieu. *Étude de thermodynamique expérimentale sur les machines à vapeur*, Dunod, 1881. — Lissignol. *Note sommaire sur l'application de la théorie mécanique de la chaleur au perfectionnement des machines à vapeur*, Bruxelles, 1876. — Boulvin (*Annales de l'Association des ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand. — Travaux du Congrès international de mécanique appliquée à Paris en* 1889). — *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1888, p. 88; 1889, p. 85. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, 3e trim., p. 59, 287.

Peter Willans. Economy trials of a non condensing steam engine simple, compound and triple expansion. *Minutes of Proceedings of civil Engineers*, t. XCIII. Traduction par Hubert. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. V; 3e série, t. VII, p. 287. — Chas, Gately et Alvin Kletsch. Cylinder condensation in steam engines. *Journal of the Franklin Institute*, 1885, p. 346, 393. — Résumé par Clark. *Institute of civil Engineers*, 1886. — Thomas English. The action of steam cylinders. *Engineering*, 15 novembre 1889. — Dr Auria. The law of cylinder condensation in steam engines. *Journal of the Franklin Institute*, mai 1886, p. 373. — Dennis Marks. Note on the losses by condensation. *Ibidem*, janvier 1884, p. 1. — Hypothèses sur la condensation et la réévaporation de la vapeur dans le cylindre. *Proceedings of civil Engineers*, t. XXII, p. 371. — Bryas Donkin et Dwelshauvers-Dery. *Ibidem*, 1885. — Thomas English. Experiments on the distribution of heat in a stationary steam engine. *Institution of civil Engineers*, septembre 1887, p. 478. — *Engineering*, 1888, 2e sem., p. 99, 518; 1889, 2e sem., p. 691.

Fliegner. Untersuchung einiger Indicator Diagramme. *Schweizische Bauzeitung*, t. XII, 1888. — Brauer. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1883. — Ernst Alban. *Die Hochdruck Dampfmaschine Richtigstellung ihres Werthes*, etc. Rostock und Schwerin, 1843. — Brauer. *Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure*, 1883, p. 649.

(1) Zeuner. *Calorimetrische Untersuchungen der Dampfmaschinen*. — Hirn. Discussion critique et réfutation d'un travail de M. Zeuner. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, septembre-octobre 1881. — Hallauer. Réfutation de la critique de M. Zeuner,

voie de la démonstration directe, en imaginant un appareil appelé *révélateur*, qui est destiné à rendre visibles les phénomènes de condensation et de réévaporation dans le cylindre [1].

Depuis longtemps l'observation avait montré que le poids de vapeur dépensé par le générateur est sensiblement supérieur à celui qui devrait résulter des circonstances géométriques de la distribution. L'excédent a été mis d'abord sur le compte des fuites autour du piston; mais on a dû, d'après les progrès de la construction, écarter cette explication, et lui substituer celle qui résulte de la condensation d'une partie de la vapeur d'admission, au contact de surfaces qui viennent d'être refroidies par l'échappement pendant la course précédente.

590 — Le cylindre et le piston commencent ainsi par agir à la manière du condenseur, et une rosée abondante se dépose sur leurs parois, qu'elle réchauffe à l'aide des calories mises en liberté.

Lorsqu'arrive la détente, la température de la vapeur s'abaisse rapidement. Quand elle atteint celle de l'eau précipitée, celle-ci commence à se volatiliser de nouveau. Il s'établit ainsi une lutte entre les deux influences; car le piston, en avançant, découvre progressivement de nouvelles surfaces froides. Cependant la volatilisation finit par dominer complètement, lorsque s'ouvre l'échappement, qui établit la communication avec l'enceinte froide du condenseur [2].

La chute de pression détermine à ce moment une vaporisation abondante aux dépens de la chaleur accumulée dans le métal, en préparant celui-ci pour la reproduction des mêmes effets pendant la course suivante. La vapeur ainsi formée transporte au condenseur les calories qui avaient été fournies originairement par le

Ibidem. — Leloutre. *Sur le degré d'exactitude des données d'observation d'une machine à vapeur. Réponse à M. Hirn.* Paris, 1884. — Pasquier. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, mai-juin 1882. — Willans. Mémoire cité, traduction Hubert, p. 49.

[1] Donkin. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, février-mars 1880, p. 128; août-septembre 1889, p. 458. — Dwelshauvers-Dery. *Ibidem*, 28 mai 1890. — *Engineering*, 22 novembre 1889, p. 607.

[2] En réalité le sens des échanges est des plus obscurs pour les divers instants de la détente (Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 60).

générateur, et qui sont restées un instant emmagasinées dans les parois.

Ces dernières jouent donc le rôle d'entrepôt pour le calorique, et ce genre d'action constitue en réalité une véritable fuite, non plus de vapeur matérielle, comme on l'avait admis à l'origine, mais de chaleur. Cette cause de perte a été appelée par Hirn le *refroidissement au condenseur*.

591 — On peut résumer la description qui précède en y distinguant trois périodes : 1° l'admission, pendant laquelle l'action propre du cylindre est semblable à celle d'un condenseur ; 2° l'échappement, qui le transforme au contraire en un générateur ; 3° la détente, durant laquelle l'action de la paroi se partage, dans ses diverses parties et suivant les moments, entre ces deux rôles [1].

Mais il est essentiel de souligner ici la différence profonde qui distingue ces diverses phases. La vapeur produite pendant la détente travaille encore sur le piston. La chaleur successivement déposée et reprise dans cet intervalle se trouve intégralement utilisée, et ces alternatives sont de peu d'importance. Tout au contraire, la vaporisation qui s'opère pendant l'échappement se trouve soustraite à toute utilisation. Le calorique qu'elle enlève au générateur est perdu purement et simplement ; le supplément de liquide correspondant ne faisant d'ailleurs que compliquer encore davantage le jeu du condenseur, en augmentant la contre-pression sur la face résistante du piston. On voit par là que le refroidissement au condenseur atteint son maximum pour les moteurs sans détente [2].

(1) M. Thurston a énoncé cette règle pratique : que la perte due à la condensation dans le cylindre peut être considérée comme proportionnelle à la racine carrée du degré d'expansion de la vapeur (*Mémoires de la Société des ingénieurs civils*, septembre 1886, p. 370). Cette loi a été vérifiée par Gately et Kletzsch.

(2) Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*, traduction par de Billy, p. 78, 81.

§ 5

CHEMISE DE VAPEUR

592 — C'est dans cet ordre de considérations que l'on doit chercher l'explication du rôle rempli dans les machines par l'*enveloppe de vapeur*, appelée aussi *double enveloppe*, ou *chemise de vapeur* (1). Ce serait une grande erreur de la confondre avec les calorifuges dont nous avons parlé dans le § 3, et de la considérer comme un simple revêtement protecteur. Si elle a effectivement pour résultat de préserver contre l'influence du rayonnement la

(1) Résal. Chemise de vapeur (*Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXXII, p. 537. — Note sur les chemises de vapeur. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. XXXIX, p. 397). — Ledieu. Chemises de vapeur (*Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXXII, p. 599. — *Étude expérimentale sur l'intervention calorifique des parois du cylindre. Influence des chemises de vapeur*, in-8°). — Hirn (Mémoire sur l'utilité des enveloppes de vapeur. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1856, p. 146; 1888, p. 86. — *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur*, t. II, p. 34, 45). — Hallauer (Étude de trois moteurs pourvus d'une enveloppe de vapeur. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1873, p. 355. — Analyse de deux machines Corliss, l'une sans enveloppe, l'autre pourvue d'une enveloppe de vapeur. *Ibidem*, 1873, p. 592). — Borodini. *Recherches expérimentales sur l'emploi des enveloppes de vapeur*, grand in-8°. — Hillereau. Note sur l'économie due à l'emploi des enveloppes de vapeur. *Bulletin technologique de la Société des anciens élèves des Écoles d'Arts et Métiers*, juin, juillet 1882. — Combes. *Traité d'exploitation des mines*, t. III, p, 557, 741, 769, 779. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III. p. 779. — Madamet. *Thermodynamique*, p. 172, 205. — Moutier. *Thermodynamique*, in-12, p. 139. — Verdet. *Théorie mécanique de la chaleur*, t. I, p. 293. — Widmann. *Étude sur les principes de la construction des machines marines*, p. 75, 83. — Haton de la Goupillière. Revue des progrès récents de la construction des machines à vapeur. *Annales des Mines*, juillet-août 1879, p. 123. — Leloutre. Recherches expérimentales sur les machines à vapeur (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1867, p. 149. — *Bulletin de la Société industrielle du nord de la France*, décembre 1873, mars 1874). — Ernest Pasquier. *Étude des machines à vapeur*, Louvain, 1883, p. 72. — Walther-Meunier et Keller. Rapport sur un essai d'une machine Corliss. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, décembre 1878, p. 910. — Bède. *L'Ingénieur-Conseil*, Bruxelles, 1878, p. 56. — Mallet. *Étude sur l'utilisation de la vapeur dans les locomotives et application à ces machines du fonctionnement compound*, p. 65. — Vinçotte. Essai de la machine Sulzer. *Rapport de l'Association belge pour la surveillance des chaudières à vapeur*, 1877, p. 315.

Il est nécessaire d'ajouter toutefois que l'utilité de la double enveloppe a été contestée. En outre beaucoup de discussions restent ouvertes parmi ses partisans en ce qui concerne le degré de son efficacité, et les diverses circonstances auxquelles elle peut se trouver plus ou moins heureusement adaptée (*The Abuse of the steam Jacket practically considered by* Fletcher. Londres, 1878).

vapeur intérieure, c'est au prix du refroidissement d'une provision particulière de ce fluide [1], que devra fournir, tout aussi bien que la première, le générateur. La seule différence consiste en une légère aggravation; puisque la nouvelle surface rayonnante est un peu plus étendue que celle du cylindre proprement dit [2].

Mais l'enduit calorifuge est par lui-même inerte. Il ne saurait fournir du calorique, et il n'a d'autre rôle que de s'opposer à la transmission de ce dernier au dehors. Il préserverait tout aussi bien un cylindre de machine frigorifique contre le réchauffement provenant de l'extérieur. Au contraire, la double enveloppe constitue pour le cylindre un appareil de chauffage. La vapeur apporte au métal de la chaleur, que celui-ci transmet au fluide travaillant. De là une action d'une nature toute différente, qu'il est nécessaire d'analyser avec soin.

593 — Le but que l'on doit poursuivre consiste à obtenir que la vapeur soit sèche ou légèrement surchauffée au commencement de l'échappement [3]. Dans de telles conditions, elle emportera encore, il est vrai, sa chaleur de constitution; mais cela est inévitable. On évitera du moins le transport au condenseur d'une quantité supplémentaire de calorique, correspondant à la revolatilisation de la rosée liquide dont nous avons parlé. Divers facteurs devront concourir à la réalisation de ce *desideratum*, dans des conditions qui sont malheureusement encore peu connues, à savoir : la pression du générateur, le degré de détente, la forme du cylindre, la vitesse du piston, et surtout la double enveloppe destinée à envoyer directement de la chaleur dans le laboratoire même où s'accomplissent ces phénomènes.

Cette influence est essentiellement une action de paroi, qui atténue le rôle condensant du métal. Elle ne saurait se transmettre

(1) On doit tout au moins éviter l'effet inverse de refroidissement qui résulte trop souvent du contact du cylindre avec des circonvolutions du conduit aboutissant au condenseur.

(2) Il y aura lieu de la recouvrir elle-même d'un enduit calorifuge, pour la défendre contre les effets du rayonnement.

(3) Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série. t. V, p. 225; VII, 141.

instantanément dans toute la masse fluide, pour y combattre l'humidité provenant du dépôt d'humidité vésiculaire qui accompagne une détente rapprochée de l'adiabaticité [1]. Hirn a insisté sur ce point, qui avait été méconnu avant lui [2]. A cet égard, on ne devra pas perdre de vue que l'action de la chemise de vapeur dépend de l'état de lubrifaction de la surface interne du cylindre, ainsi que des dépôts qui peuvent se former dans l'enveloppe elle-même.

594 — Il reste bien entendu que l'amélioration ainsi réalisée dans le cylindre ne l'est qu'au prix d'une dépense spéciale de vapeur; mais celle-ci se trouve placée dans des conditions meilleures.

En premier lieu, la condensation liquide qui en est corrélative s'accomplit dans une enceinte distincte, où elle n'offre plus les inconvénients de la revolatilisation intempestive, et du brassage de l'eau par le piston.

De plus, on observe cette circonstance paradoxale, qui a beaucoup surpris les observateurs au premier abord, et qui est, au fond, aisée à comprendre : c'est qu'une très faible dépense de chaleur ainsi fournie peut procurer des améliorations fort importantes du rendement, dont le chiffre, dans les expériences de M. Donkin exécutées au nombre de plus de 200 sur les types les plus divers, a varié de 10 à 35 °/₀ [3].

Il ne faut pas en effet envisager seulement la grandeur absolue de l'appoint calorifique, mais surtout son opportunité. En maintenant dans la paroi un régime de température différent de celui qui prendrait naissance en l'absence de l'enveloppe, on active la période de revolatilisation, de manière qu'elle se termine pendant la détente, en réduisant par là autant que possible le refroidissement au condenseur [4].

(1) Voy. t. I, p. 705.

(2) *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 25 avril 1855.

(3) *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1888, p. 80. — Hallauer cite (*Ibidem*, 1878, p. 592) un exemple dans lequel une dépense de chaleur égale à 1^{cal},445 fournie par l'enveloppe a suffi pour porter le travail recueilli pendant la détente, de 2417 à 3317 kilogrammètres, en l'augmentant de plus de 22 0/0. Cependant cette quantité de chaleur ne correspondrait qu'à 603 kilogrammètres, même en dehors de toute perte, au lieu de 900, différence observée.

(4) Hirn. *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la cha-*

Il y a du reste à cet égard une mesure à garder. En effet plus on fournit de la chaleur à l'aide de la double enveloppe, plus on atténue, il est vrai, les effets nuisibles des condensations, mais plus on augmente en même temps la quantité de chaleur que possède la vapeur envoyée au condenseur. On comprend donc qu'il doive exister sous ce rapport un maximum d'utilité, et M. Dwelshauvers-Dery a déduit de ses études la proposition que nous avons énoncée en commençant (1) : Le maximum d'économie correspond au cas où la vapeur se trouve, à la fin de la détente, sèche et saturée, ou légèrement surchauffée.

595 — L'enveloppe est surtout utile pour les machines à condenseur, dont les écarts de température sont plus marqués qu'avec l'échappement à l'air libre; pour les machines lentes, dans lesquelles le refroidissement a plus de temps pour pénétrer profondément le métal (1); avec les moteurs à vapeur saturée, qui prêtent plus directement aux précipitations liquides que la surchauffe; pour des générateurs fournissant de la plutôt vapeur humide que sèche; avec les machines à longue détente, qui donnent une prise plus prolongée aux variations de température (2).

596 — Il ne faut pas faire traverser l'enveloppe par le fluide qui doit travailler dans le cylindre, où il arriverait chargé d'humidité. Hallauer a conseillé d'employer une provision spéciale de vapeur. Le courant deviendrait, aux marches lentes, insuffisant pour protéger suffisamment contre les condensations intérieures (3). Toutefois Hirn est d'un avis opposé (4), d'après ce motif que la

leur, t. II, p. 44. — Ernest Pasquier. *Étude des machines à vapeur*, Louvain, in-8°. — Delafond. Essais effectués sur une machine Corliss au Creusot. *Annales des Mines*, septembre-octobre 1884. — Widmann. *Mémorial du Génie maritime*, 1883. — Dwelshauvers-Dery. Note sur divers moyens d'économiser la vapeur. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 172.

(1) Delafond. *Essais effectués sur une machine Corliss au Creusot*, § VII. — Willans. *Economy trials of a non condensing steam engine*, p. 51, 57, 83.

(2) Les condensations diminuent considérablement dans les machines à pleine pression sans détente (Delafond. *Essais effectués*, etc., § X).

(3) *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1878, p 81.

(4) *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1888, p. 86. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 133.

vapeur stagnante chauffe moins bien qu'une circulation, et qu'elle expose à la formation de chambres d'air et d'eau dans certaines parties de l'enveloppe. L'alimentation directe présente l'avantage de permettre d'échauffer la paroi avant la mise en train; de manière à éviter, pour le début, d'énormes condensations dans le cylindre.

On a même trouvé avantage à employer pour l'enveloppe, de la vapeur plus chaude que celle du cylindre ([1]). Toutefois on doit redouter, en élevant la pression, d'être obligé de renforcer les parois d'une manière exagérée. On peut recommander, à ce point de vue, l'établissement d'une soupape de sûreté.

597 — On avait autrefois renoncé, après essai, à l'emploi de chemises de gaz chauds ([2]), qui ne sont pas, comme la vapeur saturée, dépositaires d'un grand nombre de calories susceptibles de devenir instantanément disponibles. Cependant la question a repris de l'actualité; et M. Donkin insiste sur cette application comme permettant, en raison de la température plus élevée, de réaliser d'une manière plus précise la dessiccation de la vapeur en fin de détente ([3]). Il enveloppe à cet effet le cylindre d'une flamme de gaz Bunsen sur la moitié de son étendue, en combattant au moyen de feuilles d'amiante le rayonnement extérieur.

La double enveloppe présente le défaut de chauffer la vapeur non seulement durant les périodes motrices, mais encore pendant l'échappement, c'est-à-dire en pure perte; et surtout pendant la compression, ce qui augmente la contre-pression. Aussi son avantage s'atténue-t-il si, au lieu d'envisager le travail *absolu*, on considère le travail *indiqué*, qui est constitué par la somme algébrique de tous les travaux développés dans le cylindre.

([1]) Delafond. *Essais effectués*, etc., § VIII.

([2]) Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 785. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 134.

([3]) Donkin. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3ᵉ série, t. VII, p. 143. — Donkin et Dwelshauvers-Dery. Heat expenditure in Steam Engine. *Proceedings of the Institute of civil Engineers*, t. XCVIII, nᵒ 2403. — Dwelshauvers-Dery. Note sur divers moyens d'économiser la vapeur. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 178. — Chauffage des cylindres par le gaz. *Génie civil*, t. XIV, p. 355. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 129.

598 — L'enveloppe vient ordinairement de fonte avec le cylindre. Souvent cependant elle est composée de pièces rapportées, que l'on fixe au moyen de collerettes spéciales. On doit la munir de purgeurs pour l'évacuation de l'eau de condensation, que l'on ramène parfois dans le générateur, soit par la pesanteur si la chaudière se trouve placée en contre-bas, soit à l'aide d'une pompe de compression. L'essentiel est d'obtenir une bonne circulation et d'éviter, ainsi qu'il a été dit, les parties stagnantes dans lesquelles pourraient se former des réservoirs d'air ou d'eau, perdus pour l'influence utile. Il est à la vérité difficile de réaliser ce mouvement derrière les fonds. En ce qui concerne la partie cylindrique, Laboulaye avait proposé (1) de faire venir de fonte avec l'enveloppe une cloison hélicoïdale pour régulariser le courant. On a été jusqu'à réchauffer la tige et le corps du piston (2); mais cette complication ne s'est pas répandue. On doit, dans tous les cas, recommander d'étendre l'enveloppe de vapeur aux deux plateaux des cylindres.

(1) *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 3e série, t. III, p. 178.

(2) Système Humphreys et Tennant. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 200.

CHAPITRE XXXV

DOUBLE ENVELOPPE — THÉORIE

—

§ 1

ÉQUATIONS DE HIRN

599 — En formulant les principes relatifs à l'action des parois du cylindre, Hirn a tracé la marche de calcul qu'il convient de suivre à cet égard.

Appelons T le travail, Q le calorique cédé aux parois, ou rétrocédé par elles selon son signe algébrique, q la chaleur rayonnée au dehors. Représentons pour ces diverses fonctions, à l'aide des indices a, d, e, c, les termes qui se rapportent respectivement aux périodes d'admission, de détente, d'échappement et de compression. Soit M le poids de vapeur fourni à chaque coup de piston, et m celui qui reste en roulement d'une manière permanente dans l'espace libre. Nous désignerons par les indices 0, 1, 2, 3 les états instantanés qui caractérisent le commencement de l'admission, de la détente, de l'échappement et de la compression ; la fin de cette dernière phase ramenant, pour la course suivante, le commencement de l'admission.

A cet instant, l'espace libre renferme la quantité de chaleur interne mU_0 (¹). On reçoit dans le cylindre le calorique $M\lambda$. A la fin de l'admission, le fluide $M+m$ possède la chaleur interne U_1 par

(¹) Les notations A, U, λ, μ, ρ, x sont celles que nous avons déjà définies dans la Thermodynamique (voy. t. I, p. 386, 775, 787, 791). Nous rappellerons notamment ici

unité de poids. La différence a été employée à effectuer le travail externe T_a, à fournir à la paroi la chaleur Q_a, et à perdre au dehors q_a. On peut donc écrire :

$$(1) \qquad m U_0 + M\lambda - (M+m) U_1 = AT_a + Q_a + q_a.$$

A la fin de la détente, la chaleur interne est devenue $(M+m) U_2$. La différence a servi à produire le travail externe T_d, et à subvenir à la perte extérieure q_d, mais en recevant d'autre part de la paroi un appoint Q_d, résultante algébrique de la cession de chaleur de la vapeur au métal dans certaines parties du cylindre, et principalement pendant le commencement de cette période, en même temps que de la rétrocession inverse par diverses surfaces vers la fin de la détente. De là l'équation :

$$(2) \qquad (M+m)(U_1 - U_2) = AT_d - Q_d + q_d.$$

Pendant la période d'échappement, la chaleur interne $(M+m) U_2$ que possédait encore la cylindrée, va se perdre dans le condenseur. Le fluide y transporte en même temps le calorique Q_e qu'il continue a emprunter à la paroi. Enfin cette enceinte reçoit également, sous forme de chaleur ou de force vive, la quantité d'énergie équivalente au travail résistant T_e que doit surmonter le piston durant cet intervalle. Tout cet ensemble est employé à porter l'eau d'injection (dont je représenterai le poids par M') de la température θ'' que possède la source dans laquelle on la puise, à celle θ' du condenseur ; à ramener l'eau de condensation M à la température θ', ce qui lui laisse la quantité de chaleur μ' ; à conserver au mélange m qui remplit l'espace nuisible la chaleur interne U_2 ; et enfin à perdre au dehors la quantité q_e, correspondant à l'échappement *anticipé* seulement. Les pertes pendant l'échappement proprement dit et la compression feraient double emploi avec les périodes d'admission

la formule :

$$U = \mu + \rho x,$$

qui ramène le symbole U aux fonctions μ et ρ, fournies par la table de Zeuner (t. I, p. 783), et à la variable x qui caractérise le degré d'humidité de la vapeur.

et de détente (*qui sont simultanées pour le cylindre à double effet*). De là l'égalité :

$$(3) \quad M'(\mu' - \mu'') + M\mu' + mU_3 + q_e = AT_e + Q_e + (M + m)U_2.$$

A la fin de la compression, il ne reste plus dans le cylindre que le poids m, qui est repassé à l'état initial en regagnant la quantité de chaleur interne $U_0 - U_3$. Il a pour cela emmagasiné l'énergie correspondant au travail résistant T_c, et en même temps il a cédé au cylindre la chaleur Q_c, ce qui donne :

$$(4) \qquad m(U_0 - U_3) = AT_c - Q_c.$$

600 — En ajoutant membre à membre les égalités (1) et (2) pour en retrancher (4), on obtient la relation :

$$M\lambda - (M + m)U_2 + mU_3 = A(T_a + T_d - T_c) + (Q_a - Q_d + Q_c) + q_a + q_d.$$

Si nous désignons par T le travail total recueilli par coup de piston, quantité que l'on évaluera d'après le diagramme de l'indicateur, on aura identiquement :

$$T = T_a + T_d - T_e - T_c.$$

En second lieu, nous pouvons poser l'identité :

$$Q_a - Q_d - Q_e + Q_c = 0,$$

exprimant que les cessions et rétrocessions de calorique de la vapeur à la paroi et réciproquement s'équilibrent mutuellement, une fois que le régime est établi, puisque la température du métal ne s'élève pas indéfiniment. Enfin l'on peut écrire :

$$q = q_a + q_d + q_e;$$

si l'on désigne par q le total de la chaleur perdue par rayonnement, conductibilité, etc.

.. En ayant égard à ces identités, l'équation précédente peut s'écrire :

$$Q_e = M\lambda - (M + m)U_2 + mU_3 - A(T + T_e) - (q_a + q_d).$$

Elle fait connaître le refroidissement au condenseur.

On remarquera d'ailleurs que l'égalité (3) le donne également sous la forme :

$$Q_e = (M + M')\mu' - M'\mu'' - (M + m)U_2 + mU_3 - AT_e + q_e.$$

On emploiera l'une ou l'autre de ces deux formules suivant le plus ou moins de facilité que l'on trouvera, dans chaque cas, pour l'évaluation des éléments qu'elles renferment, avec le secours des tables, et d'après la manière dont seront instituées les mesures expérimentales.

Il est inutile d'ajouter que ces deux résultats sont nécessairement équivalents. On peut d'ailleurs le mettre en évidence en les égalant l'un à l'autre, ce qui conduit à l'identité :

$$M\lambda - [M\mu' + M'(\mu' - \mu'')] = AT + q,$$

exprimant que la différence entre la chaleur $M\lambda$ réellement fournie par la chaudière, et celle que l'on retrouve au condenseur, est égale à la chaleur qui correspond au travail recueilli augmentée de la perte extérieure.

601 — Le refroidissement au condenseur croît évidemment, toutes choses égales d'ailleurs, avec la surface baignée par le fluide jusqu'au moment de l'échappement, et avec le rapport d'une certaine épaisseur ε de vapeur *influencée*, au volume total compris à l'intérieur de ladite surface. On peut en outre le regarder, à un point de vue approximatif, comme proportionnel à la différence $\theta_1 - \theta'$ des températures de la chaudière et du condenseur.

La caractéristique de cet effet peut donc être conçue sous la forme :

$$\frac{\varepsilon}{\pi r^2 \frac{c}{p}}\left(2\pi r^2 + \frac{c}{p}2\pi r\right)(\theta_1 - \theta'),$$

si l'on appelle r le rayon, c la course du piston, et $\frac{1}{p}$ le rapport de détente géométrique. Il vient en réduisant, et en supprimant comme inutile dans une expression de cette nature le facteur 2 :

$$\varepsilon\left(\frac{p}{c} + \frac{1}{r}\right)(\theta_1 - \theta').$$

L'épaisseur ε ne saurait être précisée. On peut seulement admettre qu'elle diminue quand la vitesse augmente. Le facteur $\theta_1 - \theta'$ croît avec la pression, ce qui tend à limiter les avantages des hautes tensions (1). Le facteur $\frac{c}{p} + \frac{1}{r}$ est lui-même croissant avec le degré p de détente, ce qui contribue également à restreindre l'utilité pratique des grandes détentes.

§ 2

MÉTHODE DE M. DWELSHAUVERS-DERY POUR L'ÉTUDE DES ÉCHANGES DE CHALEUR

602 — M. Dwelshauvers-Dery a institué une ingénieuse méthode

(1) Ch. Jul. et Sylv. Beer. *Quelques notes sur le travail de la vapeur dans les machines à un cylindre*, in-8°, Liège, 1880, p. 58. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 48.

M. Delafond a en effet constaté une perte en élevant successivement dans ses expériences la pression de 4kg,50 à 6kg,50 et 7kg,75 (*Essais effectués*, etc., § V).

Certaines tentatives ont au contraire été poussées à outrance, en ce qui concerne la pression. — Loftus Perkins a construit une machine de 25 atmosphères (*The Engineer*. 1877, t. I, p. 390. — *Institute of civil Engineers*, 7 mai 1878. — Flannery. The construction of steam Boilers adopted for very high Pressure. *Meeting de l'Institution des Ingénieurs mécaniciens*. Londres, juin 1877. — Haton de la Goupillière. *Annales des Mines*, juillet-août 1879, p. 130). — Alban a même porté la tension jusqu'à 65 atmosphères (Ernest Alban. *The high Pressure steam Engine*, Londres, 1847. — Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*, traduction par Hirsch, t. II, p. 104).

pour l'étude expérimentale des échanges calorifiques entre la vapeur et les parois ([1]).

Envisageons d'abord la période d'admission. L'équation (1) nous fournit pour l'expression de la chaleur cédée aux parois :

$$Q_a = mU_0 + M\lambda - (M + m)U_1 - AT_a - q_a.$$

Le poids M s'évalue directement ; T_a est fourni par l'indicateur ; on peut calculer q_a par la méthode de M. Leloutre ([2]). Le poids m, que l'on suppose formé de vapeur sèche, a pour valeur $v_0\varpi_0$, si v_0 désigne le volume de l'espace libre et ϖ_0 le poids spécifique de la vapeur, qui est fourni par les tables. La valeur de U_0 ([3]) est égale à $\mu_0 + \rho_0$, et celle de U_1 à $\mu_1 + \rho_1 x_1$, si x_1 désigne le rapport :

$$x_1 = \frac{V_1\varpi_1}{M + m},$$

de la quantité de vapeur, prise dans les conditions finales de l'admission, au total fonctionnant $M + m$, qui se trouve compris à ce moment sous le volume V_1.

Examinons en second lieu la phase de détente. Soient P_α, P_β deux situations quelconques du piston ; p_α, p_β les pressions correspondantes ; U_α, U_β l'énergie interne de l'unité de poids ; T_α^β le travail recueilli de l'une à l'autre de ces deux positions ; enfin Q_α^β la chaleur cédée par le fluide à la paroi dans le même intervalle. On pourra écrire :

$$Q_\alpha^\beta = U_\alpha - U_\beta - AT_\alpha^\beta.$$

([1]) Dwelshauvers-Dery (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 25 juin 1888, p. 93. — *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 1890. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, juin 1888, p. 305, et t. V, p. 111). — Bryan Donkin et Dwelshauvers-Dery. *Minutes of Proceedings of civil Engineers*, 1889. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 95. — — *Engineering*, 1888.

([2]) Leloutre. *Vérification d'une série d'essais sur une machine de Wolf*, 1885, grand in-8°, p. 19.

([3]) Que l'on peut, comme à l'ordinaire, compter à partir de la température de la glace fondante, puisque cette fonction ne s'introduit ici que par des différences de valeurs successives.

La valeur de T_α^β sera relevée sur le diagramme de l'indicateur. On calcule approximativement, d'après la formule de Mariotte, à l'aide des pressions p_α, p_β, les températures correspondantes fournies par la loi de Regnault, et par suite les valeurs de U_α et U_β. Si celle de Q_β^α s'annule, on a un résultat adiabatique pour cet intervalle; si elle est positive, il y a cession de la vapeur au métal, ou en sens contraire si cette valeur est négative.

603 — On peut donc, à l'aide d'un certain nombre de semblables évaluations, construire un profil que M. Dwelshauvers-Dery appelle le *diagramme des échanges.*

On calcule à cet effet une ordonnée moyenne, capable de représenter EQ_α^β en regard du même segment de l'axe des abscisses que T_α^β. La série des sommets de ces ordonnées fournit le graphique cherché. L'auteur porte au-dessus de l'axe les échanges de la vapeur au métal, et au-dessous les rétrocessions de la paroi au fluide.

Les périodes d'admission ou d'échappement donnent des horizontales relatives à la valeur moyenne, la seule que l'on connaisse d'après le total Q_a ou Q_e. Celles de détente et de compression fournissent des courbes, quand on opère à l'aide de segments restreints et nombreux. On peut également les remplacer par l'horizontale moyenne. M. Dwelshauvers-Dery emploie aussi, sous le nom de courbes *probables*, des paraboles cubiques présentant la même aire que les rectangles en question. Dans la pratique, la construction de ces diagrammes est très laborieuse.

604 — On peut rapprocher de ces courbes de travail, des diagrammes de température représentant, pour les diverses parties de la paroi, son état thermique.

A cet effet, MM. Dwelshauvers-Dery et Donkin répartissent la surface cylindrique en anneaux, dont les hauteurs, inégales entre elles, sont choisies de manière à correspondre à des intervalles égaux de temps, ou de rotation. On admet que, pendant la communication avec le condenseur, la température reste la même que

dans cette enceinte, et que, dès que le contact est établi avec la vapeur, elle devient égale à celle de ce fluide. Or nous avons déjà vu que l'on peut déterminer cette dernière à l'aide des tables de Regnault, en relevant les pressions sur le diagramme de l'indicateur. On admet également que, pendant tout le temps qu'une portion de paroi est recouverte par le piston, elle conserve la température qu'elle avait au moment précis de l'arrivée de celui-ci. Assurément ces diverses hypothèses ne sont rien moins que démontrées, mais elles sont très rationnellement assises (¹).

§ 3

FORMULES DE KIRSCH

605 — *Théorie générale.* — Il était naturel, bien que fort malaisé, de songer à utiliser, pour l'étude des effets de transmission de la chaleur dans la masse métallique des parois du cylindre, les méthodes de thermologie analytique qui ont été instituées par d'illustres géomètres, et principalement par Fourier. Les premiers essais dans ce sens sont dus à M. Grashof (²). M. Kirsch a depuis lors donné à ces recherches un développement remarquable (³), dont MM. Henrotte et Issel de Schepper ont présenté un résumé (⁴). Nous chercherons à condenser ici ces investigations sous une forme aussi simple qu'il nous sera possible.

La figure complète de la surface qui se trouve au contact de la vapeur (paroi cylindrique, fonds, lumières, piston, tige, etc.) est beaucoup trop compliquée, ainsi que d'autre part le régime ther-

(¹) C'est évidemment tout ce que comporte, en fait d'approximation, la question dans son état actuel. Dans la réalité, les phénomènes sont bien plus complexes (Expériences de Dulong et Petit sur le refroidissement. — Witz. *Thèse de doctorat.* — Madamet. *Thermodynamique*, p. 198, 200. — Woirhaye. *Mémorial du génie maritime*, 1877).

(²) Grashof. Mouvement de la chaleur dans les parois du cylindre. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1884.

(³) Kirsch. *Die Bewegung der Wärme in den Cylinderwandungen der Dampfmaschinen*, Leipzig, 1886, in-8°.

(⁴) *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3ᵉ série, t. VI, p. 40, 1889. — — M. Cavalli vient de publier un travail important sur le même sujet.

mique du fluide lui-même, pour qu'il y ait lieu d'espérer que des formules suffisamment accessibles à la pratique arrivent à fournir l'intégrale rigoureuse d'un tel problème. Il convient donc de nous borner à discuter le cas le plus élémentaire de la théorie : celui d'une plaque indéfinie, dont les divers plans parallèles possèdent chacun une température uniforme dans toute leur étendue, variable d'ailleurs de l'un à l'autre ([1]). Réduite à ces termes, la question d'application restera encore extrêmement complexe.

606 — Nous désignerons par τ le temps, et par x la distance comptée à partir de la surface interne. Pour fixer les idées de la manière la plus naturelle, nous considérerons cette dernière comme étant normalement la plus chaude ; de telle sorte que la température t soit une fonction décroissante à partir de cette paroi, et sa dérivée partielle $\frac{\partial t}{\partial x}$ une quantité négative. Des oppositions de signe dans les résultats effectifs nous feront connaître, le cas échéant, les intervalles de temps ou de lieu pour lesquels cet état de choses se trouverait interverti.

La flux thermique qui traverse une surface S sera proportionnel à cette étendue, au coefficient de conductibilité γ, au temps élémentaire $d\tau$ pendant lequel on envisage le phénomène, et à l'écart de température des deux faces de cette tranche infiniment mince, c'est-à-dire à la valeur absolue $-\frac{\partial t}{\partial x}$ de la dérivée partielle dont nous avons parlé :

$$(5) \qquad - S\gamma \frac{\partial t}{\partial x} d\tau.$$

La quantité de chaleur qui franchira la seconde paroi d'un bloc d'épaisseur dx, sera représentée par cette même fonction augmentée de sa propre différentielle partielle relative à x, à savoir :

$$- S\gamma \frac{\partial t}{\partial x} d\tau - S\gamma \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx d\tau.$$

([1]) *Œuvres* de Fourier, t. I, p. 118, in-4°, Gauthier-Villars, 1889. — Lamé. *Leçons sur la théorie analytique de la chaleur*, p. 15 et 306.

La différence de l'entrée à la sortie, c'est-à-dire :

$$S\gamma \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} dx d\tau,$$

représente par suite le calorique qui est resté dans la tranche, en y déterminant, pendant le temps $d\tau$, un accroissement de température $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$.

On peut, d'autre part, donner de cette quantité de chaleur une seconde expression, en appelant p le poids spécifique du métal. Le nombre de calories nécessaire pour élever sa température de $\frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$ sera en effet proportionnel à cet accroissement, à la chaleur spécifique c, et au poids p S dx de la tranche :

$$pcSdx \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau.$$

En égalant entre elles ces deux fonctions, nous obtenons l'équation différentielle partielle [1] :

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{pc}{\gamma} \frac{\partial t}{\partial \tau}.$$

On en peut avec avantage éliminer le temps, en introduisant à sa place l'angle de rotation φ au moyen de l'égalité :

$$(6) \qquad \frac{\tau}{60} = \frac{\varphi}{2n\pi}, \qquad \tau = \frac{30}{n\pi} \varphi,$$

dans laquelle n représente le nombre de tours par minute. Il vient ainsi :

[1] On peut admettre, pour les paramètres, les valeurs suivantes relatives à la fonte de moulage :

$$p = 7000; \qquad c = 0{,}13; \qquad \gamma = 16.$$

(Henrotte. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. VI, p. 56. — Claudel. *Formules, tables, etc.*, p. 325.)

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{ncp\pi}{30\gamma}\frac{\partial t}{\partial \varphi},$$

ou plus simplement ([1]) :

$$(7) \qquad \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 2k\frac{\partial t}{\partial \varphi}.$$

si nous faisons pour abréger :

$$(8) \qquad k = \frac{ncp\pi}{60\gamma}.$$

607 — Rappelons brièvement la méthode qui permet d'intégrer les équations de ce type.

L'expression :

$$t = Ce^{Ax + B\varphi},$$

fournit une intégrale particulière, quelles que soient les valeurs des constantes A et C, à la condition que B soit remplacé par une fonction convenablement choisie de A. En effet, pour former les diverses dérivées partielles, on devra conserver la fonction elle-même, en la multipliant par certaines puissances de A ou de B. L'exponentielle disparaîtra donc, ainsi que C, de l'égalité (7) quand on l'y substituera à la place de t. Par conséquent C reste arbitraire, et il ne subsiste qu'une relation déterminée entre A et B.

Il est bien entendu que A, et par suite B, sont susceptibles de la forme complexe composée d'un terme réel et d'une partie imaginaire. Toutefois, comme nous ne pouvons accepter pour le problème actuel que des solutions réelles, il sera plus convenable de substituer dans de pareilles expressions, à la forme exponentielle imaginaire, la fonction suivante, qui lui est équivalente eu égard à l'indétermination de ses éléments, et dans laquelle tous les paramètres restent essentiellement réels :

$$Ce^{ax + b\varphi}\cos(\alpha x + \beta\varphi).$$

([1]) Cette équation différentielle a été étudiée en elle-même par divers auteurs (Appell. Sur la théorie de la chaleur. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. CX, p. 1061. — Madame de Kowalewski. *Journal de Crelle*, t. 80 ; etc.).

L'équation différentielle partielle étant linéaire, la somme de toutes les solutions particulières ainsi obtenues satisfera également, et constituera l'intégrale générale. Nous pouvons donc poser :

$$t = Ex + F + \Sigma\left[Ce^{ax+b\varphi}\cos(\alpha x + \beta\varphi)\right],$$

en adjoignant encore une fonction linéaire quelconque de la distance, qui disparaît d'elle-même dans les différentiations, quels que soient ses coefficients E, F.

Ce nombre infini de paramètres correspond à l'indétermination de l'état thermique initial. Il reste à en effectuer la recherche dans chaque cas particulier, lorsque les circonstances se trouvent suffisamment définies à cet égard.

608 — Dans le problème d'application que nous avons à traiter ici, l'on suppose essentiellement qu'un état de régime est établi dans le cylindre, avec une périodicité $m\pi$, que nous aurons avantage à laisser pour le moment quelconque. Elle sera précisée en temps et lieu, suivant les divers cas qui peuvent se présenter, et servira alors à déterminer β dans la fonction périodique. Nous pouvons toutefois dès à présent considérer comme essentiellement positif ce dernier élément qui figure sous un cosinus. Quant à l'exponentielle, elle ne saurait, d'après cette remarque, renfermer l'angle de rotation. Nous devons donc faire $b = 0$.

Nous prendrons en conséquence comme solution simple :

$$T = Ce^{ax}\cos(\alpha x + \beta\varphi),$$

ce qui donne :

$$\frac{\partial t}{\partial \varphi} = -\beta Ce^{ax}\sin(\alpha x + \beta\varphi),$$

$$\frac{\partial t}{\partial x} = Ce^{ax}\left[a\cos(\alpha x + \beta\varphi) - \alpha\sin(\alpha x + \beta\varphi)\right],$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = Ce^{ax}\left[(a^2 - \alpha^2)\cos(\alpha x + \beta\varphi) - 2a\alpha\sin(\alpha x + \beta\varphi)\right].$$

Quand on substitue ces expressions dans l'équation (7), le coeffi-

cient C ainsi que l'exponentielle disparaissent, et il vient, en annulant séparément les coefficients du sinus et du cosinus :

$$a^2 - \alpha^2 = 0, \qquad a\alpha = k\beta.$$

La première relation nous donne :

$$a = \pm \alpha,$$

et la seconde devient par là :

$$\pm \alpha^2 = k\beta;$$

mais comme le second membre a été supposé positif, nous ne devrons conserver que le signe supérieur. On tire alors de cette équation, avec un nouveau double signe distinct du précédent :

$$a = \alpha = \pm \sqrt{k\beta}.$$

Nous devons maintenant faire remarquer que la variation de température ne peut évidemment qu'aller en s'atténuant lorsque, par la pensée, l'on s'enfonce *indéfiniment* dans la paroi. Or, avec le signe positif, elle augmenterait au contraire au delà de toutes limites. Il ne nous faut donc conserver cette fois que le signe inférieur.

Si nous réunissons maintenant toutes les solutions simples caractérisées par les diverses valeurs que prendra l'indéterminée β, il vient comme intégrale complète du problème proposé :

$$(9) \qquad t = Ex + F + \Sigma\left[Ce^{-x\sqrt{k\beta}} \cos(\beta\varphi - x\sqrt{k\beta})\right].$$

609 — Cherchons actuellement l'expression du flux de chaleur.

Nous avons trouvé ci-dessus, d'une manière générale (5, p. 61), son expression différentielle, qui devient, *en la rapportant à l'unité de section* :

$$dQ = -\gamma \frac{\partial t}{\partial x} d\tau,$$

ou, en faisant disparaître le temps d'après la relation (6, p. 62) :

$$dQ = -\frac{30\gamma}{n\pi}\frac{\partial t}{\partial x}d\varphi.$$

On aura donc, pour un intervalle fini quelconque compté à partir du point mort :

$$Q = -\frac{30\gamma}{n\pi}\int_0^{\varphi}\frac{\partial t}{\partial x}d\varphi.$$

Si nous appliquons cette formule à l'expression de t (9, p. 65), il vient, en la différenciant par rapport à x :

$$\frac{\partial t}{\partial x} = E - \sqrt{k}\,\Sigma\left\{Ce^{-x\sqrt{k\beta}}\sqrt{\beta}\left[\cos(\beta\varphi - x\sqrt{k\beta}) - \sin(\beta\varphi - x\sqrt{k\beta})\right]\right\},$$

et en intégrant relativement à l'angle de rotation entre zéro et φ :

$$Q = -\frac{30\gamma}{n\pi}\varphi$$
$$+\frac{30\gamma\sqrt{k}}{n\pi}\sum\left\{\frac{C}{\sqrt{\beta}}e^{-x\sqrt{k\beta}}\begin{bmatrix}\sin(\beta\varphi - x\sqrt{k\beta}) + \cos(\beta\varphi - x\sqrt{k\beta})\\ -\sin(x\sqrt{k\beta}) - \cos x\sqrt{k\beta}\end{bmatrix}\right\}.$$

610 — On voit que l'importance de la partie oscillante du flux de chaleur (qui est représentée par la fonction périodique de φ) diminue très rapidement quand on s'enfonce dans l'épaisseur de la paroi, en raison de l'influence du facteur exponentiel à exposant négatif. Comme il nous suffit d'ailleurs, pour l'étude du fonctionnement du moteur, de fixer notre attention sur le flux spécial Q_0 qui s'opère à la surface interne elle-même, nous ferons $x = 0$, ce qui fournit l'expression plus simple :

$$Q_0 = -\frac{30\gamma E}{n\pi}\varphi + \frac{30\gamma\sqrt{k}}{n\pi}\sum\left[\frac{C}{\sqrt{\beta}}(\sin\beta\varphi + \cos\beta\varphi - 1)\right].$$

Lorsque l'angle de rotation aura augmenté de la quantité $m\pi$, à laquelle correspond la périodicité (et qui est encore indéterminée),

le second terme reprendra la même valeur, et le flux total Q_0 se sera accru d'une quantité que je représenterai par q :

$$q = -\frac{30 m\gamma E}{n};$$

ce qui nous permet de remplacer inversement E par l'expression :

$$E = -\frac{nq}{30 m\gamma}. \tag{10}$$

Si en outre nous rendons à k sa valeur (8, p. 63), la valeur du flux à la surface deviendra :

$$Q_0 = -\frac{q}{m\pi}\varphi + \sqrt{\frac{15 cp\gamma}{n\pi}} \sum \left[\frac{C}{\sqrt{\beta}} (\sin \beta\varphi + \cos \beta\varphi - 1)\right].$$

611 — Le premier terme constitue un appoint qui croît proportionnellement au temps. Il représente les influences extérieures au cylindre. En l'absence de chemise de vapeur, il correspond à la perte par rayonnement.

Si le cylindre est garni d'une double enveloppe, l'effet change de sens, et se rapporte aux calories qui sont transmises par cette dernière au fluide, à travers l'épaisseur du métal. Le rôle de la chemise de vapeur consiste donc à diminuer de la quantité $\frac{q}{m\pi}\varphi$ les divers flux mesurés à toute profondeur. Elle a pour effet d'amortir les rentrées de chaleur, et d'activer au contraire le tribut de calorique abandonné par la fonte à la vapeur. La condensation pendant l'admission sera dès lors atténuée, et la dessiccation des surfaces accélérée.

Quant à la partie périodique, qui vient en quelque sorte greffer des vagues oscillantes sur ce courant permanent, nous pouvons la mettre sous cette forme plus facile à discuter :

$$\sqrt{\frac{30 cp\gamma}{n\pi}} \sum \left\{\frac{C}{\sqrt{\beta}}\left[\sin\left(\beta\varphi + \frac{\pi}{4}\right) - \frac{1}{\sqrt{2}}\right]\right\}.$$

Lorsque l'expression renfermera divers termes (si l'on veut quelque jour la plier avec plus de précision à des détails d'observation, recueillis par exemple (p. 59) par la méthode de M. Dwelshauvers-Dery), il y aura lieu de suivre pour chaque cas cette discussion. Mais dans l'état actuel de la question expérimentale, nous verrons que tout ce qu'il semble possible de faire judicieusement, consiste à employer un seul terme, en adaptant de diverses manières sa périodicité aux différentes portions du cylindre.

612 — Dans ces conditions, la partie périodique se réduit à la forme suivante :

$$C\sqrt{\frac{50\,cp\gamma}{n\pi\beta}}\left[\sin\left(\beta\varphi+\frac{\pi}{4}\right)-\frac{1}{\sqrt{2}}\right].$$

On voit qu'elle sera d'abord croissante à partir du point mort; et par suite qu'il y a, pour ce début, cession de chaleur de la part de la vapeur au métal. Elle atteint un maximum, auquel correspond une sorte de saturation de la paroi; puis la fonction devient décroissante, par le fait de la détente et de l'échappement, et la fonte cède de la chaleur au fluide. Vers la fin de la course, la parenthèse redevient croissante pendant la compression, et la cession de calorique se rétablit suivant le premier mode [1].

La différence du maximum au minimum de la fonction enfermée entre les crochets étant égale à 2, l'on voit que le *total de la chaleur alternativement cédée et rendue périodiquement par mètre carré* a pour valeur :

$$Q_1 = 2C\sqrt{\frac{50\,cp\gamma}{n\pi\beta}}.$$

Il est INVERSEMENT *proportionnel à la racine carrée du nombre de tours de la machine par minute.*

Mais ce n'est pas précisément cet élément qu'il est le plus essen-

[1] Les instants précis de changement de sens varieront dans la pratique avec les circonstances de la distribution, qui devront influer en principe sur la détermination des coefficients C et β, quand on emploie plusieurs termes dans l'intégrale.

tiel de considérer ; c'est le refroidissement au condenseur, lequel est, non plus périodique, mais croissant avec le temps. Or, dans un délai déterminé, par exemple en une minute, il s'opère β retours périodiques à chaque révolution pour le facteur trigonométrique, et il s'accomplit n révolutions. Nous devons par suite, pour obtenir le total Q_2 du jeu des échanges de chaleur par minute, multiplier Q_1 par $n\beta$, ce qui donne :

$$(11) \qquad Q_2 = 2\mathfrak{C}\sqrt{\frac{30\, cp\gamma n\beta}{\pi}}.$$

Le refroidissement au condenseur par mètre carré varie donc en raison DIRECTE *de la racine carrée du nombre de tours.*

Il faut enfin en venir à considérer cet effet, non plus par unité de surface, mais en lui-même, et pour cela multiplier le résultat précédent par l'aire métallique qui entre en jeu. Or, *à puissance égale et pour deux machines géométriquement semblables*, le volume est proportionnel à n^{-1}, les dimensions à $n^{-\frac{1}{3}}$, la surface à $n^{-\frac{2}{3}}$. En multipliant Q_2 par ce facteur, nous voyons que le résultat sera en raison de $n^{\frac{1}{2}-\frac{2}{3}}$ ou $n^{-\frac{1}{6}}$. Par conséquent *le refroidissement effectif au condenseur varie en raison* INVERSE *de la racine sixième de la vitesse angulaire.*

La conclusion est que les grandes allures exercent, sous ce rapport, une influence favorable, bien que peu accusée. En outre l'utilité de la double enveloppe décroît pour les machines rapides, puisque le terme qui représente les fluctuations de l'état thermique de la paroi prend alors plus d'importance, par rapport au flux fixe qui a pour origine la chemise de vapeur.

613 — *Spécialisation.* — Pour pouvoir aller plus loin et préciser davantage les résultats, il devient nécessaire de fixer la périodicité (m ou β), et d'établir à cet effet une distinction fondamentale entre les diverses parties de la paroi métallique, en ce qui concerne leur mode d'action.

On peut former un premier groupe à l'aide des surfaces qui se trouvent constamment en rapport avec une même cylindrée de vapeur;

sans jamais entrer en contact avec celle qui agit sur la face opposée du piston, à savoir : le fond du cylindre, la lumière qui s'en trouve rapprochée, et la face du piston située en regard. Nous rangerons dans une seconde catégorie les aires qui ne sont pas, comme les précédentes, en relation avec la cylindrée dès le point mort, et qui n'y arrivent que successivement, mais toujours sans être baignées par la cylindrée opposée; telles que la paroi cylindrique occupée par l'épaisseur du piston au moment du point mort, et la tige de ce dernier. Il restera pour une troisième classe les parois mises alternativement en contact avec les deux cylindrées opposées, qui comprennent la plus grande partie de la surface cylindrique.

En appelant Ω la section du piston et Ω_1, Ω_2, Ω_3 les trois sommes précédentes, M. Kirsch estime de la manière suivante leur importance relative dans la pratique :

RAPPORT DES SURFACES	MOYENNE	MINIMUM	MAXIMUM
$\frac{\Omega_1}{\omega}$	4,85	4,40	5,95
$\frac{\Omega_2}{\omega}$	1,70	1,25	2,05
$\frac{\Omega_3}{\omega}$	7,00	5,40	8,80

Le second groupe, en s'éloignant beaucoup du troisième pour son mode d'action, se rapproche sensiblement du premier. Toutefois son activité reste atténuée par cette circonstance que son intervention n'est que progressive. Si d'après cela nous l'adjoignons à la première classe, on voit que le chiffre relatif à leur ensemble dans la troisième colonne se rapprochera tellement de celui de la troisième ligne, que nous pouvons nous borner à considérer seulement deux types de superficies, égales l'une à l'autre, et chacune à 8 fois environ la section du piston. Nous les appellerons le *type-couvercle* et le *type-cylindre*.

La distinction fondamentale entre ces deux sortes consiste en ce que le type-couvercle admet comme périodicité la double course, ou

la révolution complète, et le type-cylindre la course simple, ou la demi-révolution. En effet le rôle de ce dernier se reproduit d'une manière identique pour la course rétrograde, à la condition seulement que l'on envisage dans un ordre inverse les divers anneaux qui le composent, ce qui ne change rien au résultat de l'ensemble pris en bloc. Cet aperçu nous oblige donc à établir ici, dans cet exposé, une sorte de bifurcation, pour conduire le calcul à son terme successivement avec l'une et l'autre sorte de surfaces.

614 — Nous commencerons par le type-couvercle. Sa périodicité est celle de l'angle φ lui-même. Nous prendrons d'après cela, dans le terme unique qui a été conservé ci-dessus :

$$\beta = 1.$$

Il vient alors comme expression de la température dans toute la masse (éq. 9, page 65, et 10, page 67) :

$$t = Ce^{-x\sqrt{k}} \cos\left(\varphi - x\sqrt{k}\right) - \frac{nq}{60\gamma} x + \text{F},$$

et en particulier sur la surface interne, quand on fait $x = 0$:

$$t = \text{C} \cos \varphi + \text{F}.$$

Pour déterminer les constantes inconnues, désignons par t_1 la température de la chaudière, que nous pouvons considérer approximativement comme égale à celle du point mort : $\varphi = 0$, et par t_2 celle du condenseur, correspondant au point mort opposé : $\varphi = \pi$. On aura ainsi :

$$t_1 = \text{F} + \text{C}, \qquad t_2 = \text{F} - \text{C},$$

d'où :

$$\text{F} = \frac{t_1 + t_2}{2}, \qquad \text{C} = \frac{t_1 - t_2}{2},$$

ce qui donne comme expression de la température :

$$t = -\frac{nq}{60\gamma}x + \frac{t_1 + t_2}{2} + \left(\frac{t_1 - t_2}{2}\right)e^{-x\sqrt{k}}\cos\left(\varphi - x\sqrt{k}\right),$$

et pour le total des échanges périodiques effectués pendant une minute par mètre carré (éq. 11, p. 69) :

$$Q_2 = (t_1 - t_2)\sqrt{\frac{30\,cp\gamma n}{\pi}}.$$

Le refroidissement au condenseur est donc proportionnel à la différence des températures extrêmes. Il sera, pour ce motif, beaucoup plus accentué avec les machines à condensation que dans les moteurs à échappement direct. Les premiers ont, d'après cela, plus encore que ceux-ci, besoin du secours de la chemise de vapeur.

615 — Envisageons en second lieu les surfaces du type-cylindre.

Nous partagerons par la pensée le cylindre en N anneaux égaux entre eux; et pour faciliter l'explication, nous supposerons que chacun d'eux soit égal au piston, simplification qui ne portera évidemment pas atteinte à la généralité des conclusions. Désignons par :

$$A_1,\ A_2,\ A_3,\ \ldots\ldots\ A_{N-1},\ A_N;$$

la série de ces zones.

Pour le point mort initial, A_1 est recouvert par le piston. Tous les autres anneaux se trouvent en relation avec l'échappement [1]. Pendant la course, A_2, A_3,..., arrivent successivement en contact avec la vapeur, d'abord en pleine pression pour les premiers, puis en détente pour eux et pour les suivants, et vers la fin en échappement anticipé pour tous.

Durant la course rétrograde, A_N sera d'abord recouvert par le piston, et la série des anneaux :

$$A_{N-1},\ A_{N-2},\ \ldots\ldots\ A_2,\ A_1;$$

[1] Nous faisons abstraction de l'avance à l'admission.

reproduira ensuite les mêmes phénomènes que :

$$A_2, \quad A_3, \quad \ldots\ldots \quad A_{N-1}, \quad A_N;$$

dans la course précédente. Si donc nous nous dispensons de scruter individuellement ce qui se passe en un lieu déterminé, pour embrasser par la pensée la totalité de l'ensemble, nous trouvons, pendant le retour du piston, un état de choses identique à celui du mouvement direct. La période devient par conséquent, ainsi qu'il a été dit tout à l'heure, moitié moindre que pour le type-couvercle.

Nous pouvons, à cet égard, nous contenter de fixer notre attention sur une zone élémentaire située symétriquement au milieu du cylindre; car elle jouit directement d'une telle périodicité, se trouvant à égale distance des deux extrémités. Nous lui assimilerons donc, au point de vue du résultat totalisé, tout l'ensemble de la surface cylindrique.

616 — Nous commencerons par faire :

$$\beta = 2,$$

ce qui donne comme expression de la température (éq. 9, p. 65, et 10, p. 67) :

$$t = C'e^{-x\sqrt{2k}} \cos\left(2\varphi - x\sqrt{2k}\right) - \frac{nq'}{60\gamma}x + F',$$

et en particulier sur la surface interne, quand on fait $x = 0$:

$$t = C' \cos 2\varphi + F'.$$

Pour le point mort, l'anneau *moyen* se trouve en rapport avec l'échappement, ce qui donne à la fois :

$$\varphi = 0, \qquad t = t_2, \qquad F' + C' = t_2.$$

Au milieu de la course, on obtient une température qui pourra se

déduire du diagramme d'indicateur (page 59), et que nous désignerons par t_3 :

$$\varphi = \frac{\pi}{2}, \qquad t = t_3, \qquad F' - C' = t_3.$$

Il suit de là :

$$F' = \frac{t_2 + t_3}{2}, \qquad C' = \frac{t_2 - t_3}{2}.$$

On a donc comme expression de la température :

$$t = -\frac{nq'}{60\gamma}x + \frac{t_2 + t_3}{2} - \left(\frac{t_3 - t_2}{2}\right)e^{-x\sqrt{2k}}\cos\left(2\varphi - x\sqrt{2k}\right),$$

et pour le total des échanges périodiques effectués pendant une minute par mètre carré (éq. 11, p. 69) :

$$Q'_2 = (t_3 - t_2)\sqrt{\frac{60cp\gamma n}{\pi}}.$$

617 — Le rapport avec le cas du type-couvercle est ainsi, par unité de surface :

$$\frac{Q'_2}{Q_2} = \sqrt{2}\,\frac{t_3 - t_2}{t_1 - t_2}.$$

Comme d'ailleurs nous avons reconnu (page 70) que l'on peut considérer comme sensiblement égales entre elles les superficies qui se rapportent à ces deux classes, ce rapport représente en même temps celui des résultats effectifs.

On remarquera encore, d'après la substitution de l'exponentielle $e^{-x\sqrt{2k}}$ à $e^{-x\sqrt{k}}$ dans l'expression de la température, que la décroissance de la propagation de chaleur suivant l'épaisseur du métal est encore plus marquée pour la paroi cylindrique qu'avec le type-couvercle.

CHAPITRE XXXVI

TIROIR A COQUILLE

—

§ 1

GÉNÉRALITÉS

618 — Tout moteur doit présenter un régime périodique. Il est donc nécessaire qu'à des instants déterminés les mêmes relations se trouvent établies entre les faces du piston et les divers états que traverse le fluide moteur. L'appareil qui réalise ces admissions et ces interruptions successives constitue la *distribution*. Il emprunte son propre mouvement à celui de la machine.

La vapeur est fournie au cylindre à travers des conduits qui portent le nom de *lumières*. Un organe spécial les bouche ou les découvre alternativement. Quel que soit son mouvement, celui-ci pourra toujours être décomposé par la pensée en deux autres, l'un normal à la surface dans laquelle est pratiqué l'orifice, l'autre dirigé suivant l'une de ses tangentes. Ajoutons que l'on s'abstient dans la pratique de compliquer inutilement la solution par la coexistence de ces deux composantes, et que l'on n'en emploie jamais qu'une seule à la fois.

Lorsque le mouvement est normal, l'organe mobile prend le nom de *soupape*. La surface fixe en est le *siège*.

Pour le mode tangentiel, on se trouve ramené au cas du déplacement relatif de deux surfaces qui ne cessent pas de rester confondues ensemble dans toute l'étendue d'une superficie finie. Nous

avons étudié ailleurs ce mode de mouvement ([1]), et reconnu qu'il comporte trois solutions distinctes : 1° deux surfaces cylindriques à directrice quelconque, avec mouvement relatif rectiligne dirigé suivant les génératrices ; 2° deux surfaces de révolution à méridienne quelconque, avec mouvement relatif de rotation autour de leur axe commun ; 3° deux surfaces hélicoïdales à génératrice quelconque, avec mouvement relatif hélicoïdal le long des hélices communes de ces surfaces.

La distribution de la vapeur réclamant, dans le mécanisme destiné à la réaliser, la plus grande simplicité possible, les constructeurs se sont toujours abstenus, avec raison, de recourir à ce dernier système ; mais les deux autres se trouvent représentés dans la pratique.

Les surfaces cylindriques ou prismatiques qui glissent suivant leurs génératrices communes donnent naissance aux *tiroirs*. La partie fixe en est la *glace*. Le plus souvent la surface de contact est plane ; cependant on en rencontre également de courbes ([2]).

Les surfaces de révolution qui glissent suivant leurs parallèles communs fournissent les *robinets*, appelés aussi *obturateurs*. La partie fixe en est le *boisseau*.

En résumé donc, nous pouvons répartir toutes les distributions en trois catégories, que nous étudierons dans l'ordre suivant : les tiroirs (chap. XXXVI à XLV), les robinets (chap. XLVI), les soupapes (chap. XLVII).

619 — Dans la première classe, nous distinguerons les distributions à *tiroir unique*, ou à *tiroirs multiples* ([3]).

Pour commander le tiroir unique à l'aide du mouvement du piston, l'on a proposé plusieurs moyens.

Un premier principe consiste à disposer des tasseaux sur la tige de cet organe, ou sur une poutrelle spéciale de distribution qui fait partie du moteur. Ces appendices viennent rencontrer, aux instants

([1]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 64.

([2]) Par exemple dans le tiroir à piston (n° 688).

La glace est souvent rapportée sur le cylindre, et coulée en fonte dure. La face inférieure du tiroir est garnie de métal antifriction, que l'on renouvelle de temps en temps

([3]) Nous consacrerons à ces derniers le chapitre XLI.

voulus, des heurtoirs qui attaquent le tiroir et l'amènent à la destination voulue. Mais les chocs et le lancé qui se produiraient aux allures vives doivent faire réserver cette solution pour des machines de peu de masse et particulièrement lentes, telles que certaines pompes à traction directe ([1]).

On peut, pour obtenir un mouvement continu du tiroir, introduire un levier et des tringles de renvoi qui le relient à la tige du piston, et lui communiquent une vitesse sensiblement proportionnelle à celle de ce dernier. On diminue ainsi les frottements dus à l'emploi des excentriques, lesquels supposent d'ailleurs la présence d'un arbre tournant, dont toutes les machines ne sont pas pourvues.

On a eu recours à l'*excentrique triangulaire* ([2]) ou *culbuteur*, qui réalise des intermittences de mouvement continu et d'immobilité. Mais cet organe est dur, et semble avoir disparu de la pratique.

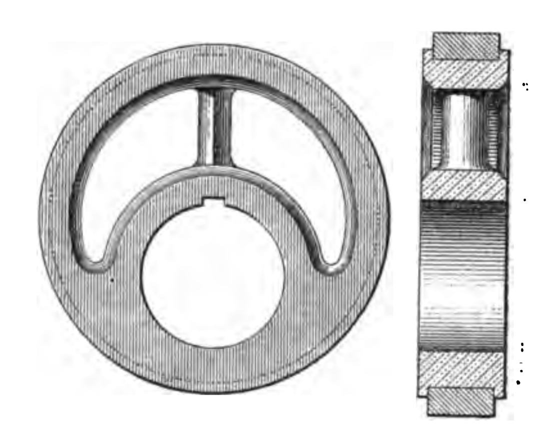


Fig. 337 et 338. — Excentrique circulaire à collier. (Élévation et coupe).

La solution courante consiste dans l'emploi de l'*excentrique circulaire à collier* (fig. 337, 338). Il réalise le mouvement sinusoïdal ([3]). Cet organe constitue, au point de vue cinématique, l'équivalent d'une manivelle qui aurait pour centre de son maneton le centre de courbure du noyau d'excentrique. Il augmente à la vérité la perte par frottement ([4]), mais il présente l'avantage de pouvoir être calé en un point quelconque de l'arbre, tandis que la manivelle ne peut

([1]) Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 297.

([2]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 94.

([3]) Quand on suppose infinie la longueur des bielles, comme nous le ferons jusqu'à nouvel ordre. Les chapitres XLIV et XLV seront consacrés à l'influence spéciale de l'obliquité des bielles.

([4]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 307.

s'installer qu'à l'extrémité de ce dernier, ou sur le vilebrequin d'un arbre coudé (fig. 331, p. 24).

§ 2

TIROIR NORMAL

620 — Le cas le plus simple de l'emploi du tiroir unique constitue le *tiroir normal*. Ce mode de distribution est au fond identique à celui que nous avons déjà rencontré pour la machine à colonne d'eau à double effet (¹).

Le fonctionnement du tiroir dépend essentiellement du mouvement de son bord latéral, qui couvre et découvre l'orifice de la glace en *admettant* ou *coupant* la vapeur. Toutefois comme tous les points d'un solide en translation sont animés de mouvements iden-

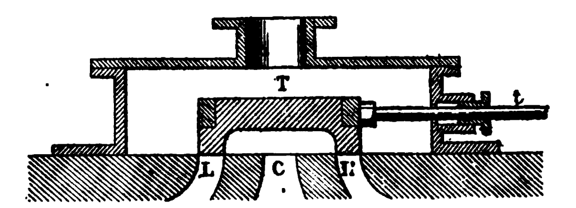


Fig. 339. — Tiroir normal (coupe).

tiques, on pourra tout aussi bien, suivant que cela fournira plus de facilité dans chaque cas, attacher sa pensée à n'importe quel autre point, tel que le centre du tiroir, l'articulation qui réunit l'extrémité de sa barre à la bielle d'excentrique, etc.

Deux lumières L, L′ (fig. 339) font communiquer les extrémités du cylindre moteur avec la *chambre à vapeur*. Un troisième orifice C établit la relation avec le condenseur ou l'atmosphère extérieure. Mais la communication n'existe jamais entre C et la chambre à vapeur. Le tiroir T les sépare constamment l'une de l'autre.

Dans la *position normale*, ce dernier recouvre à la fois les lumières L,L′, sans déborder sur leur largeur d'aucun côté. En raison

(¹) Voy. t. I, p. 322; fig. 148 et 149.

de son mouvement alternatif, il s'écarte également de cette situation vers la droite et vers la gauche alternativement, mais jamais assez, ainsi qu'il vient d'être dit, pour démasquer l'échappement C qu'il ne doit pas cesser de recouvrir.

621 — Quand le tiroir T occupe sa position normale, le piston P (fig. 340) se trouve à l'un de ses points morts. Je supposerai que

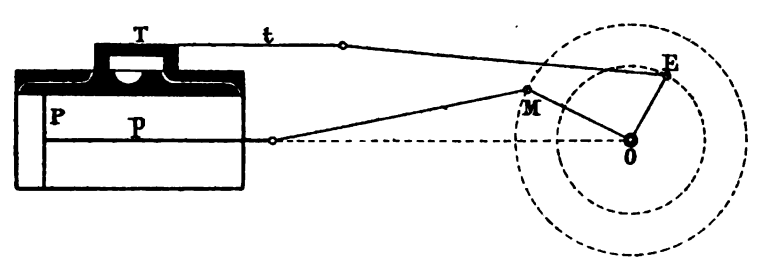


Fig. 340.

ce soit celui de gauche, et que la rotation de l'arbre s'accomplisse dans le sens du mouvement des aiguilles d'une montre. Le piston commence dès lors à se mouvoir vers la droite, et il doit en être de

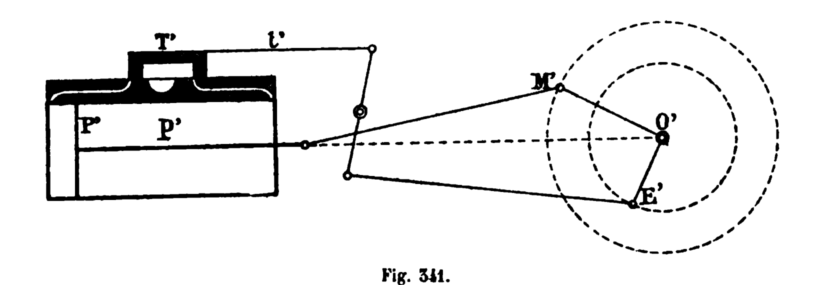


Fig. 341.

même du tiroir, afin que ce dernier fournisse la vapeur sur la face gauche du premier. Par ce motif, les deux manivelles [1] qui les relient l'un et l'autre à l'arbre moteur O doivent être calées à angle droit, et de telle sorte que celle du tiroir précède l'autre de 90 degrés.

Dans ces conditions en effet, T se trouve au milieu de son trajet lorsque P est au fond de course de gauche, et tous les deux se

[1] Ou mieux la manivelle motrice OM du piston, et l'excentricité OE de l'excentrique qui conduit le tiroir.

portent à droite sous l'influence de la vitesse acquise du volant. Le tiroir démasque le bord de gauche de L (fig. 339) pour admettre la vapeur, et le bord gauche de L′ pour laisser écouler dans l'échappement C le fluide qui vient d'agir pendant la course précédente, et qui remplit actuellement le cylindre sur la face droite de P (fig. 340). Les deux *découverts* vont en croissant, jusqu'à ce que T parvienne à son *élongation* maximum de droite, au moment où P atteint le milieu du cylindre. Ils diminuent ensuite, tandis que T rétrograde jusqu'à la position normale, et que P accomplit la seconde moitié de son trajet.

Pendant ces deux phases, la manivelle motrice a décrit successivement les deux quadrants supérieurs (de gauche et de droite) de sa demi-révolution, et l'excentricité a parcouru les deux quadrants de droite (supérieur et inférieur) de la sienne. A ce moment, nous retrouvons le tiroir dans sa position normale, et le piston au point mort de droite. Un fonctionnement tout à fait semblable, mais de sens inverse, se produira ensuite pendant la seconde demi-révolution, accomplie dans le même sens par l'arbre moteur.

622 — Les explications qui précèdent supposent la *commande directe* (fig. 340). On emploie parfois la *commande inverse* (fig. 341), qui diffère de la précédente en ce qu'on interpose, entre la barre du tiroir et sa bielle d'excentrique, un balancier oscillant sur son milieu. Cette complication peut devenir nécessaire dans certains cas, pour racheter les dimensions transversales des pièces.

Le tiroir devant posséder néanmoins le même mouvement que dans le cas précédent, il faut alors que l'excentricité E′ se déplace en sens contraire de E, c'est-à-dire qu'elle se trouve placée dans le demi-cercle inférieur, et non plus dans la partie supérieure. L'excentricité doit donc suivre à 90 degrés de distance la manivelle motrice, au lieu de la précéder.

Pour fixer le langage dans toutes les explications qui vont suivre, nous supposerons essentiellement la commande directe.

§ 5

TIROIR A AVANCE ANGULAIRE ET RECOUVREMENT

623 — L'emploi du tiroir normal est caractérisé par l'absence de détente; la pleine pression s'exerçant pendant la totalité de la course. En effet pour que l'expansion de la vapeur pût continuer à pousser le piston après isolement de ce fluide, il faudrait que le tiroir stationnât pendant une durée finie dans sa position normale, de manière à maintenir fermée la lumière d'admission, tandis qu'il ne fait que passer par cette situation. Un pareil stationnement serait d'ailleurs inadmissible, puisqu'il aurait comme résultat de boucher l'orifice d'évacuation.

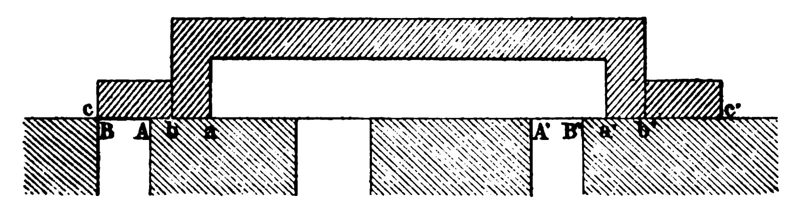


Fig. 342.

Pour que l'obturation de l'admission persiste pendant un certain glissement du tiroir sur la glace, il devient donc nécessaire que la base de ce dernier soit plus large que la lumière. On distingue alors dans ses portées (fig. 342) les segments *ab*, *a'b'*, qui correspondent aux débouchés AB, A'B' des lumières au moment du passage par la position normale, et les excédents *bc*, *b'c'*, qui prennent le nom de ***recouvrements extérieurs***. Mais ce changement, si simple en apparence, nous oblige à reprendre de fond en comble l'explication précédente.

624 — Tout d'abord le tiroir ne doit plus, comme tout à l'heure, se trouver dans sa situation normale pour le passage au point mort. Il importe, en effet, que le démasquement de l'orifice s'opère immé-

diatement, afin que la vapeur vienne sans retard combler l'espace engendré par le piston, et entretenir le mouvement par son action motrice. Il faut donc que l'extrémité *c* du recouvrement affleure au bord gauche B de la lumière. En d'autres termes, le recouvrement tout entier *bc* a dû déjà passer devant ce point, pendant la fin de la course rétrograde du piston, depuis le moment où le tiroir a traversé la position normale, pour laquelle *ab* coïncidait avec AB.

Ce ne sera plus, par conséquent, d'un simple angle droit que l'excentricité devra précéder la manivelle motrice. Il faut adjoindre à cet écart fondamental un certain angle capable de porter, de la quantité voulue, le tiroir à droite de sa situation normale. Ce supplément est appelé *avance angulaire* ou *angle de calage*, et il est facile d'en déterminer la valeur en fonction des éléments du tiroir.

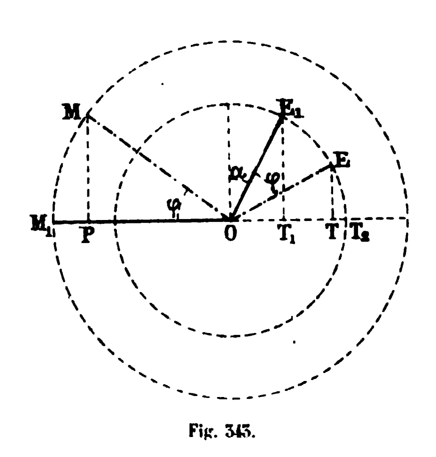


Fig. 343.

Représentons à cet effet par *l* la largeur *ab* de la lumière, et par *r* celle *bc* du recouvrement. Puisque nous négligeons l'obliquité de la bielle, son autre extrémité, et par conséquent le piston lui-même, se meuvent comme la projection P (fig. 343) de l'articulation M de la manivelle motrice, en même temps que le tiroir comme la projection T du centre d'excentricité E.

Si donc M_1OE_1 représente le système des deux manivelles au point mort M_1 du piston, l'élongation initiale OT_1 du tiroir aura pour valeur le recouvrement :

$$\overline{OT_1} = r.$$

D'un autre côté, pour que la lumière se trouve complètement démasquée par le surplus T_1T_2 de la demi-course du tiroir, il faudra que

ce complément soit égal à l. On aura donc comme valeur du rayon d'excentricité :

$$\overline{OT_1} = l + r.$$

Dans ces conditions, l'avance angulaire α se trouve déterminée dans le triangle rectangle OE_1T_1 par la formule :

$$\sin \overline{OE_1T_1} = \frac{\overline{OT_1}}{\overline{OE_1}},$$

c'est-à-dire :

$$\text{(11)} \qquad \sin \alpha = \frac{r}{l + r}.$$

Nous désignerons sous le nom *d'équation paramétrique* cette relation fondamentale entre les trois paramètres l, r, α de la distribution.

625 — Il est maintenant facile d'établir les équations des deux mouvements rectilignes du piston et du tiroir.

Si nous figurons en MOE une position quelconque du système invariable de leurs manivelles, nous aurons en P et T les points représentatifs des déplacements de ces deux organes sur leurs courses respectives.

Le *parcours* M_1P du piston, compté à partir de son *fond de course* M_1, aura pour valeur :

$$x = \overline{OM_1} - \overline{OP},$$

c'est-à-dire, en appelant c la course du piston, ou $\frac{c}{2}$ la longueur de la manivelle motrice :

$$\text{(12)} \qquad x = \frac{c}{2}(1 - \cos \varphi),$$

en fonction de *l'azimut* φ évalué à partir du *point mort*. On peut

également le mettre sous la forme plus condensée :

$$(13) \qquad x = c \sin^2 \frac{\varphi}{2}.$$

L'*élongation* OT du tiroir, comptée à partir de sa *position normale*, a de son côté pour valeur :

$$\overline{OT} = \overline{OE} \cos \overline{TOE},$$

c'est-à-dire :

$$(14) \qquad z = (l + r) \sin (\varphi + \alpha),$$

ce que l'on peut également écrire, d'après la relation paramétrique (éq. 11) :

$$(15) \qquad z = r \frac{\sin (\varphi + \alpha)}{\sin \alpha}.$$

626 — Ces formules vont nous permettre de discuter les diverses phases de la distribution que procure *le tiroir à avance angulaire et recouvrement.*

1° — Point mort initial. — Le piston est à fond de course à gauche, et la manivelle motrice à son point mort, ce qui donne directement :

$$\varphi_1 = 0,$$

et par suite, d'après les formules (12) et (14) :

$$x_1 = 0, \qquad z_1 = r.$$

Le système occupe alors la position M_1OE_1 représentée sur les figures 342 et 343.

2° — Démasquement en grand. — Le maximum d'élongation du tiroir est caractérisé directement par la valeur :

$$z_2 = l + r.$$

L'équation (14) donne alors :

$$\sin(\varphi_2 + \alpha) = 1,$$
$$\varphi_2 + \alpha = 90,$$
$$\varphi_2 = 90 - \alpha.$$

Il suit donc des relations (12) et (11) :

$$x_2 = \frac{c}{2}(1 - \sin\alpha) = \frac{c}{2}\left(1 - \frac{r}{l+r}\right),$$

ou finalement :

$$x_2 = \frac{cl}{r(l+r)}.$$

Le système occupe alors la position M_2OE_2 représentée sur les figures 344 et 345.

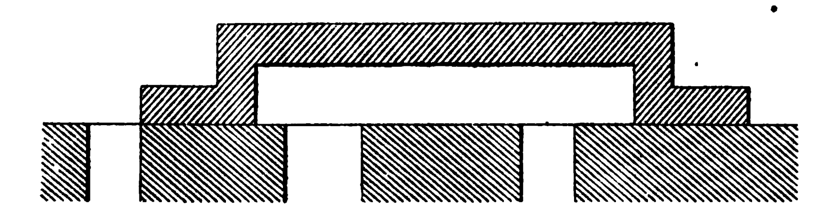


Fig. 344.

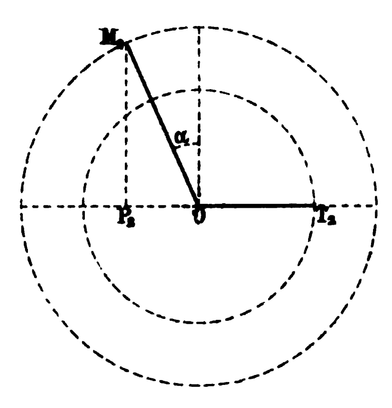


Fig. 345.

3° — FIN DE L'ADMISSION. COMMENCEMENT DE LA DÉTENTE. — L'admission prend fin quand le tiroir revient à sa position initiale (fig. 342), en refermant exactement la lumière. Nous poserons donc directement :

$$x_3 = r.$$

Dès lors la formule (15) nous donne :

$$\sin(\varphi_3 + \alpha) = \sin \alpha,$$

$$\varphi_3 + \alpha = 180 - \alpha,$$

et enfin ;

(16) $$\varphi_3 = 180 - 2\alpha.$$

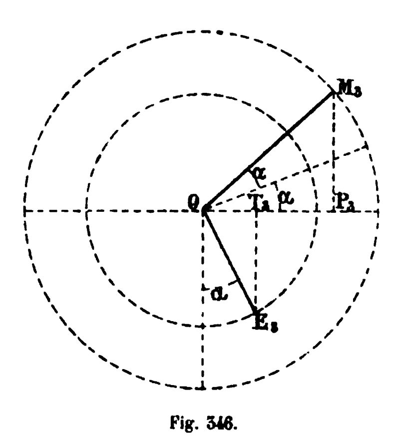


Fig. 346.

On a ensuite, d'après la relation (13) :

$$x_3 = c \sin^2 (90 - \alpha),$$

c'est-à-dire :

(17) $$x_3 = c \cos^2 \alpha,$$

ou sous une autre forme (éq. 11) :

$$x_3 = c(1 - \sin^2 \alpha) = c\left[1 - \frac{r^2}{(l + r)^2}\right] = \frac{c(l^2 + 2lr)}{(l + r)^2},$$

et enfin :

$$(18) \qquad x_3 = \frac{cl(l+2r)}{(l+r)^2}.$$

Le système occupe alors la position M_3OE_3 représentée sur les fig. 342 et 346.

4° — Fin de la détente. Commencement de l'échappement. — La détente se termine lorsque le bord intérieur de droite affleure à celui de la lumière. L'orifice commence alors à se démasquer vers l'intérieur, et l'échappement prend naissance. Cet instant correspond donc au passage du tiroir par la position normale.

Nous poserons d'après cela directement :

$$z_4 = 0,$$

c'est-à-dire (14) :

$$\sin(\varphi_4 + \alpha) = 0,$$

$$\varphi_4 + \alpha = 180,$$

et enfin :

$$\varphi_4 = 180 - \alpha.$$

Il s'ensuit (12) :

$$(19) \qquad x_4 = \frac{c}{2}(1 + \cos\alpha)$$

$$= \frac{c}{2}\left(1 + \sqrt{1 - \sin^2\alpha}\right)$$

$$= \frac{c}{2}\left[1 + \sqrt{1 - \frac{r^2}{(l+r)^2}}\right]$$

$$= \frac{c}{2(l+r)}\left[l + r + \sqrt{(l+;)^2 - r^2}\right],$$

et enfin :

$$x_4 = \frac{c}{2(l+r)}\left[l + r + \sqrt{l(l+2r)}\right].$$

Le système occupe alors la position M_4OE_4 représentée sur les figures 347 et 348.

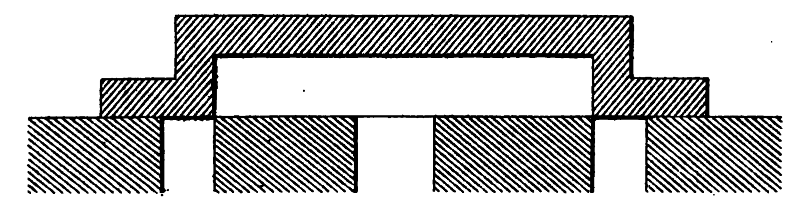


Fig. 347.

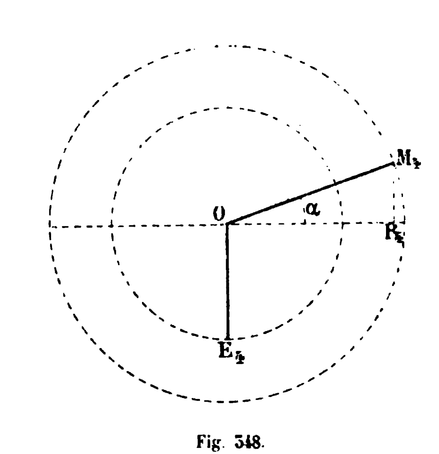


Fig. 348.

5° — Point mort final. — La fin de la course nous fournit directement :

$$x_5 = c.$$

Il s'ensuit (12) :

$$\varphi_5 = 180,$$

et (14) :

$$z_5 = r\,\frac{\sin(180 + \alpha)}{\sin \alpha},$$

c'est-à-dire :

$$z_5 = -\,r.$$

Le tiroir se trouve parvenu à une situation symétrique de celle qui correspond au point de départ.

Le système occupe alors la position M_5OE_5 représentée sur les figures 349 et 350.

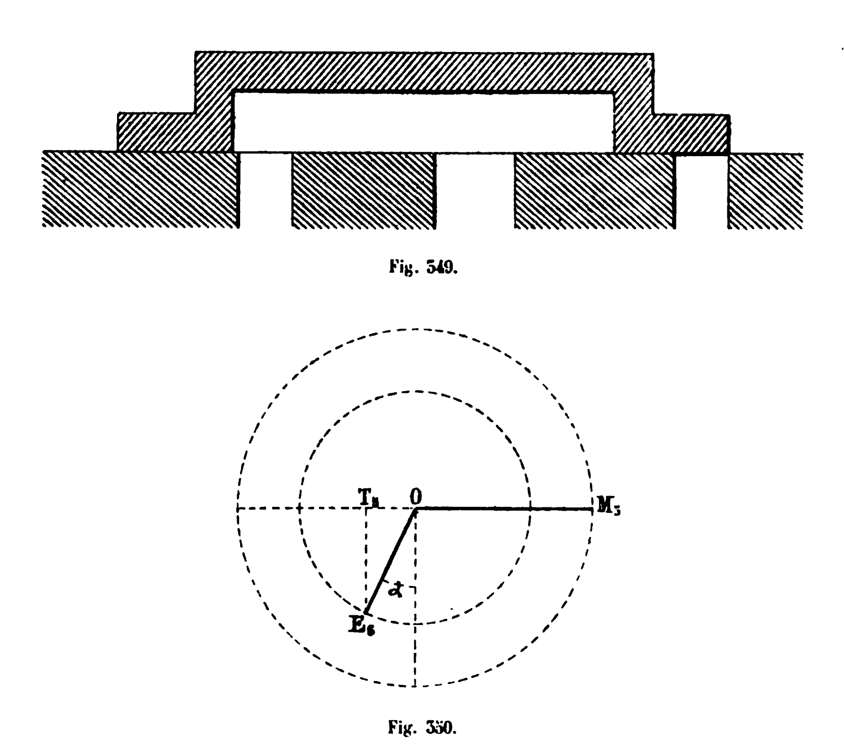


Fig. 349.

Fig. 350.

627 — A ce moment tout est prêt pour la contre-course. Nous retrouverons successivement sur la même face du piston, *devenue résistante*, les diverses phases qui, lorsqu'elle était *motrice*, se succédaient tout à l'heure sur la face opposée. Il va donc nous être facile de les suivre, en reprenant sur les figures précédentes les situations correspondantes du tiroir.

Depuis le point de départ (fig. 342) jusqu'à la fin de la détente (fig. 347), l'évacuation reste libre. Cette phase porte le nom d'*échappement proprement dit.* Elle succède à l'*échappement anticipé*, ou *avance à l'échappement*, qui a marqué la fin de la course motrice, et constitue avec cet intervalle la période totale d'*échappement.*

A partir de la fin de la détente (fig. 347) jusqu'à l'extrémité de la course (fig. 349), la lumière d'évacuation reste fermée. La vapeur raréfiée par l'échappement se trouve désormais confinée, et se comprime sur elle-même par le recul du piston. C'est la phase de *compression*, dont nous analyserons en temps et lieu les avantages et les inconvénients (n° 669).

628 — Il est aisé d'assigner la durée de ces diverses périodes, ou plus simplement les angles correspondants, puisque nous considérons le mouvement de l'arbre comme uniforme.

La rotation qui s'opère pendant l'admission a pour valeur :

$$\varphi_3 - \varphi_1 = 180 - 2\alpha;$$

et celle qui correspond à la détente :

$$\varphi_4 - \varphi_3 = (180 - \alpha) - (180 - 2\alpha) = \alpha.$$

La durée angulaire de l'échappement anticipé ne diffère pas de celle de la compression, qui s'opère simultanément sur la face opposée du piston. Elle est égale à :

$$\varphi_8 - \varphi_4 = 180 - (180 - \alpha) = \alpha.$$

L'échappement total comprend donc, en premier lieu l'échappement anticipé α, et en outre toute la partie de la contre-course qui n'est pas employée à la compression, c'est-à-dire $180 - \alpha$; soit en tout 180°.

Nous pouvons former par conséquent le tableau suivant :

Admission. . .	$180 - 2\alpha$,		
Détente. . . .	α,		
Échappement. .	180	Échappement anticipé.	α,
		Échappement proprement dit. .	$180 - \alpha$,
Compression. .	α.		

629 — Bien que l'échappement anticipé présente, comme nous le

verrons (n° 667), une utilité réelle, celle-ci n'apparaît pas aussi directement que pour les phases fondamentales de l'admission et de la détente ; et il est en outre incontestable qu'elle se changerait en inconvénient, si l'on venait à exagérer la durée de cette période.

On peut donc trouver excessif qu'elle ait une étendue égale à celle de la détente. Il importe toutefois de remarquer à cet égard que les angles décrits par la manivelle ont un rapport beaucoup moins direct avec le travail effectué, que les espaces linéaires parcourus par le piston. Or ces derniers ont pour rapport, pendant les phases de la détente et de l'échappement anticipé :

$$\begin{aligned}\frac{x_4 - x_3}{x_5 - x_4} &= \frac{\cos\varphi_3 - \cos\varphi_4}{\cos\varphi_4 - \cos\varphi_5}\\ &= \frac{\sin\frac{\varphi_4+\varphi_3}{2}\sin\frac{\varphi_4-\varphi_3}{2}}{\sin\frac{\varphi_5+\varphi_4}{2}\sin\frac{\varphi_5-\varphi_4}{2}}\\ &= \frac{\sin\frac{3\alpha}{2}\sin\frac{\alpha}{2}}{\sin^2\frac{\alpha}{2}}\\ &= \frac{3\sin\frac{\alpha}{2} - 4\sin^3\frac{\alpha}{2}}{\sin\frac{\alpha}{2}}\\ &= 3 - 4\sin^2\frac{\alpha}{2}\\ &= 1 + 2\left(1 - 2\sin^2\frac{\alpha}{2}\right)\\ &= 1 + 2\cos\alpha,\end{aligned}$$

et enfin (éq. 17) :

$$\frac{x_4 - x_3}{x_5 - x_4} = 1 + 2\sqrt{\frac{x_3}{c}}.$$

On voit par là que ce rapport, au lieu d'être égal à l'unité comme celui des angles correspondants, lui reste toujours supérieur, et

d'autant plus que l'admission sera plus longue, c'est-à-dire la détente plus courte, ainsi que l'échappement anticipé. Si l'on suppose, par exemple, que la détente commence au quart de la course, le rapport est égal à 2. Pour une détente infiniment courte, quand on se rapproche indéfiniment de l'emploi du tiroir normal, ce rapport tend vers une limite égale à 3.

§ 4

RECOUVREMENT INTÉRIEUR

630 — Le défaut que nous venons de signaler n'est donc pas aussi saillant qu'il le paraissait au premier abord. Cependant le correctif précédent reste bien limité dans son efficacité. Aussi les constructeurs ont-ils été conduits à en introduire un autre dans la disposition même du tiroir, en lui ajoutant un *recouvrement*

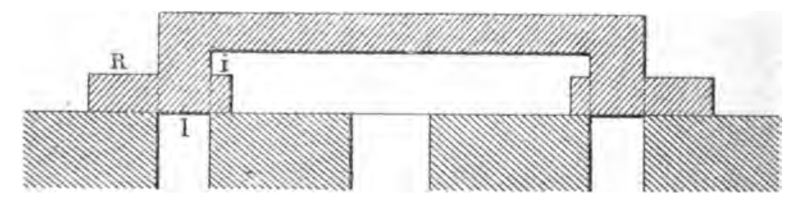


Fig. 351.

intérieur (fig. 351); c'est-à-dire en faisant, dans la position normale, déborder ses embases vers l'intérieur des lumières, en même temps que vers l'extérieur. Cette adjonction a en effet pour résultat de retarder le moment où s'effectuera le démasquement de la lumière du côté de l'évacuation, et par conséquent de permettre de raccourcir à volonté la durée de l'échappement anticipé.

Malheureusement il résulte de la symétrie nécessaire du tiroir, pour l'identité des deux courses du piston, que la lumière de départ se trouve, dans le retour du tiroir vers la gauche, masquée d'autant plus tôt par le recouvrement intérieur, ce qui avance le début de la compression, et augmente la durée de cette phase d'un intervalle

égal à celui qui a été gagné sur l'échappement anticipé. Or, nous pouvons répéter en ce qui la concerne, comme pour ce dernier, que bien qu'elle présente une utilité réelle (n° 669), on risque de changer celle-ci en un inconvénient en exagérant la durée de cette période.

Pour cette raison, le recouvrement intérieur se trouve toujours réduit à une très faible valeur, de quelques millimètres seulement.

Il convient d'ajouter que l'on rencontre parfois, quoique dans des cas très rares, une disposition inverse, c'est-à-dire une valeur négative de cet élément, donnant lieu à un *découvert intérieur* [1], qui a pour effet de retarder la compression et d'augmenter la période d'échappement anticipé.

§ 5

ADMISSION ANTICIPÉE

631 — Il me reste à indiquer une autre modification beaucoup plus fréquente que la précédente, et qui est d'un usage courant. On l'appelle *admission anticipée*, ou *avance à l'admission* [2].

Lorsque nous discuterons en détail les fonctions dynamiques que remplit la vapeur, nous reconnaîtrons (n° 671) l'importance qui s'attache à ce que, dès le fond de course, le contact du fluide se trouve régulièrement établi avec le piston. Or un tel résultat serait incompatible en principe avec la simultanéité rigoureuse entre les positions de cet organe et du tiroir, que nous avons admises au moment du point mort. Aussi a-t-on imaginé de faire commencer l'admission un peu avant la fin de la contre-course.

Pour rattacher cette nouvelle distribution à la précédente, je désignerai par δ l'avance à l'admission, et par ρ la valeur effective du recouvrement extérieur. La quantité initiale dont le tiroir doit

[1] On peut citer comme exemple une machine de M. Chaligny qui figurait à l'Exposition universelle de 1889, avec un découvrement intérieur très prononcé. Voir également les distributions Polonceau (n° 732) et Gonzenbach (n° 734).

[2] Il est très nécessaire, lorsque le mot *avance* se trouve employé seul, comme il arrive fréquemment, de ne pas confondre cette avance *linéaire* avec l'avance *angulaire*, pour laquelle on doit préférer la dénomination d'angle de calage.

s'écarter à droite de la position normale, et qui a été désignée par r dans l'équation paramétrique (11), doit avoir actuellement pour valeur :

$$(20) \qquad r = \delta + \rho,$$

puisque la totalité du recouvrement ρ doit être passée depuis un temps suffisant, pour qu'un découvert δ se soit en outre produit entre son extrémité et le bord de la lumière, au moment où le piston parvient au fond de course. Nous conserverons d'ailleurs pour le tiroir la même excentricité $l + r$, avec ce recouvrement ρ et un démasquement en grand λ, c'est-à-dire une excentricité $\lambda + \rho$ constituant sa demi-course, ce qui donne :

$$(21) \qquad l + r = \lambda + \rho.$$

Il vient par suite, en retranchant membre à membre :

$$l = \lambda - \delta.$$

On aura donc pour la valeur de l'angle de calage (éq. 11) :

$$\sin \alpha = \frac{\delta + \rho}{\lambda + \rho}.$$

Il résulte de cette modification une perturbation complète du calcul qui a été présenté ci-dessus (n°s 625 et 626). En effet, la détente ne s'effectuera plus par le retour du tiroir à l'élongation initiale r, laquelle laisserait encore subsister un vide δ. La vapeur ne sera coupée qu'un peu plus tard, lorsque le tiroir aura parcouru en outre, dans son trajet rétrograde, cet espace δ. En d'autres termes, ce sera pour l'élongation ρ, ou $r - \delta$, que commencera la détente, afin que le bord du recouvrement affleure exactement à celui de la lumière.

Mais je ne m'attacherai pas plus que pour le cas du recouvrement intérieur, à reconstituer, à ce point de vue, le calcul précédent; attendu qu'il ne serait d'aucun secours aux praticiens. Les études des projets se font en effet, dans ces cas complexes, non

par la voie analytique, mais à l'aide de procédés graphiques à l'examen desquels nous consacrerons le chapitre suivant.

§ 6

VITESSE D'ÉCOULEMENT

632 — Nous avons vu ci-dessus [1], comment on peut déterminer la vitesse d'écoulement de la vapeur à travers l'orifice qui lui est ouvert. Mais c'est à condition que les circonstances thermiques du problème soient suffisamment spécifiées. Or elles ne sauraient, dans la pratique, l'être avec rigueur pour le cas actuel. Nous obtiendrons du moins une première approximation en supposant la densité constante, c'est-à-dire en admettant l'égalité du volume de vapeur qui s'introduit avec une vitesse inconnue v, avec celui qui est engendré par le piston pendant un temps élémentaire.

L'espace parcouru par ce dernier nous est fourni par la différentiation de l'équation (12) :

$$dx = \frac{c}{2} \sin \varphi d\varphi.$$

Si donc A désigne la section du cylindre, et ω la vitesse angulaire $\frac{d\varphi}{dt}$, le volume engendré aura pour expression :

$$\frac{Ac\omega}{2} \text{in } \varphi dt.$$

D'autre part, le débit élémentaire est le produit du temps dt par la vitesse inconnue v, et par la section ouverte à l'écoulement. Celle-ci est un rectangle présentant une largeur transversale que nous désignerons par a, et une hauteur égale au découvert. Ce dernier élément a pour valeur initiale l'avance à l'admission ε, à l'instant du passage au point mort, pour lequel l'excentricité est inclinée

[1] Tome I, p. 802.

sous l'angle de calage α, de manière à réaliser pour le tiroir une élongation $(\lambda+\rho)\sin\alpha$. Après une rotation φ, l'inclinaison est devenue $\alpha+\varphi$, et l'élongation $(\lambda+\rho)\sin(\alpha+\rho)$. L'augmentation qu'a subie le découvert initial δ est donc :

$$(\lambda+\rho)\left[\sin(\alpha+\varphi)-\sin\alpha\right]=2(\lambda+\rho)\sin\frac{\varphi}{2}\cos\left(\frac{\varphi}{2}+\alpha\right).$$

Le débit élémentaire sera par conséquent :

$$av\left[\delta+2(\lambda+\rho)\sin\frac{\varphi}{2}\cos\left(\frac{\varphi}{2}+\alpha\right)\right]dt.$$

En égalant entre elles ces deux valeurs, on en déduit :

$$v=\frac{Ac\omega\sin\varphi}{2a\left[\delta+2(\lambda+\rho)\sin\frac{\varphi}{2}\cos\left(\frac{\varphi}{2}+\alpha\right)\right]}.$$

A défaut d'avance à l'admission, il vient, pour $\delta=0$:

$$v=\frac{Ac\omega\cos\frac{\varphi}{2}}{2a(\lambda+\rho)\cos\left(\frac{\varphi}{2}+\alpha\right)}.$$

Si nous supposons en outre l'absence de recouvrement, en faisant $\rho=0$ et $\alpha=0$, nous obtiendrons :

$$v=\frac{Ac\omega}{2a\lambda},$$

valeur constante, ainsi que nous l'avons déjà fait remarquer dans une autre occasion [1], comme une propriété intéressante du tiroir normal.

[1] Tome I, p. 324, note 3.

CHAPITRE XXXVII

MÉTHODES GRAPHIQUES

1

PROBLÈME INVERSE DE LA DISTRIBUTION

633 — Le chapitre précédent comprend l'étude *directe* de la distribution par tiroir unique. Mais le problème se pose le plus souvent en sens inverse, et l'on demande alors, non plus de prévoir les effets d'un tiroir donné, mais de déterminer ce dernier en vue de réaliser certains résultats assignés à l'avance.

C'est ordinairement le degré de détente *géométrique*[1] que l'on s'impose *a priori*, ou, en d'autres termes, le rapport $\frac{1}{p}$ de l'admission x_3 à la course c du piston :

$$\frac{1}{p} = \frac{x_3}{c},$$

p désignant un nombre supérieur à l'unité [2].

[1] Voy. t. I, p. 411, note 2.

[2] Le commencement de l'échappement anticipé sur la face motrice du piston, ainsi que la compression sur la face opposée, en devient une conséquence d'après les formules 19 et 17 :

$$\frac{x_4}{c} = \frac{1 + \cos \alpha}{2} = \frac{1 + \sqrt{\frac{x_3}{c}}}{2} = \frac{1 + \frac{1}{\sqrt{p}}}{2}.$$

L'angle de calage se déduit alors immédiatement de la formule (17) :

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{p}}.$$

On obtient en second lieu le rapport du recouvrement à la largeur de la lumière à l'aide de la relation (18), qui devient :

$$\frac{1}{p} = \frac{1 + 2\frac{r}{l}}{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2},$$

et en ordonnant :

$$\left(\frac{r}{l}\right)^2 - 2(p-1)\frac{r}{l} - (p-1) = 0.$$

Cette équation du second degré a son dernier terme négatif, et par suite deux racines de signes contraires. Celle qui est positive convient seule à la question. Elle a pour valeur, toutes réductions faites :

$$\frac{r}{l} = p - 1 + \sqrt{p(p-1)}.$$

D'après cela, on se donnera directement la valeur de l, en vue d'obtenir un découvert suffisant pour ne pas étrangler l'admission, sans pourtant exagérer l'espace nuisible [1]. La formule fera dès lors connaître r. Quant à la longueur du tiroir, elle reste arbitraire, et sans influence immédiate sur la distribution. On la fixera en observant encore une juste mesure entre la crainte d'augmenter l'espace nuisible par le trop grand allongement des lumières, si leurs débouchés étaient trop rapprochés du milieu, ou d'exagérer, par la tendance opposée, la pression sur le dos du tiroir, ainsi que le frottement qui en est la conséquence [2].

[1] N°s 650 et 662.
[2] N°s 662 et 685.

634 — Il ne sera pas inutile de présenter ici un aperçu de la gradation numérique que suivent les divers éléments de la question, d'après la série des valeurs croissantes du degré de détente géométrique :

DEGRÉ DE DÉTENTE	RAPPORT DU RECOUVREM^t à la LUMIÈRE	ANGLE DE CALAGE	COMMENCEMENT DE L'ÉCHAPPEMENT ANTICIPÉ ET DE LA COMPRESSION	LONGUEUR PARCOURUE pendant la détente	LONGUEUR PARCOURUE pendant la compression	RAPPORT DES LONGUEURS de compression et de détente
$\frac{x_3}{c}=\frac{1}{p}$	$\frac{r}{l}$	α	$\frac{x_4}{c}=\frac{1+\cos\alpha}{2}$	$\frac{x_4-x_3}{c}$	$1-\frac{x_4}{c}$	$\frac{c-x_4}{x_4-x_3}$
0,90	0,460	18°22′	0,975	0,075	0,025	0,333
0,80	0,809	26°34′	0,947	0,147	0,053	0,360
0,70	1,214	33°15′	0,918	0,218	0,082	0,375
0,60	1,720	39°13′	0,887	0,287	0,113	0,394
0,50	2,410	45°00′	0,854	0,354	0,146	0,412
0,40	3,436	50°46′	0,816	0,416	0,184	0,442
0,30	5,115	56°46′	0,774	0,474	0,226	0,476
0,20	8,802	63°26′	0,724	0,524	0,276	0,529
0,10	18,487	71°34′	0,658	0,558	0,342	0,613

Ce tableau a pour but de mettre en évidence les exagérations inadmissibles auxquelles conduisent, sans que l'on puisse s'y soustraire, les courtes admissions. Elles constituent le motif principal qui a conduit à la création des divers types de distribution que l'on a cherché à substituer au tiroir unique, et que nous étudierons ultérieurement.

Il est nécessaire d'ajouter que la méthode analytique qui précède est rarement employée dans les ateliers. On lui préfère des procédés graphiques appelés *diagrammes*, que nous allons examiner successivement. Dans la plupart des cas de la pratique, ces méthodes, bien que fondées comme la précédente sur l'hypothèse des bielles infinies, donnent une exactitude suffisante [1]. Même dans

[1] Au moins pour les machines fixes terrestres, en mettant à part les locomotives et les moteurs de navigation.

le cas des bielles courtes, elles servent encore à asseoir rapidement un avant-projet, que l'on complète ensuite par une étude définitive. Celle-ci s'effectue, soit d'une manière empirique à l'aide de *pantins* articulés, permettant par leur déformation de suivre attentivement toutes les phases de la distribution, soit en suivant une voie théorique à l'aide de méthodes, les unes approximatives, les autres rigoureuses, qui sont destinées à tenir compte de l'obliquité de la bielle, et formeront l'objet des chapitres XLIV et XLV.

§ 2

DIAGRAMME ELLIPTIQUE DE REECH ET FAUVEAU

635 — Si nous rapportons le déplacement y du tiroir à son propre point mort, il prendra pour expression (éq. 14) :

$$\begin{aligned} y &= (l + r) + z \\ &= (l + r)\left[1 + \sin(\varphi + \alpha)\right] \\ &= (l + r)\left[1 + \sin\alpha\cos\varphi + \cos\alpha\sin\varphi\right]. \end{aligned}$$

Nous avons d'ailleurs, d'après les relations (11 et 12) :

$$\sin\alpha = \frac{r}{l + r}, \qquad \cos\alpha = \frac{\sqrt{l^2 + 2lr}}{l + r};$$

$$\cos\varphi = \frac{c - 2x}{c}, \qquad \sin\varphi = \frac{2\sqrt{cx - x^2}}{c}.$$

Il vient en substituant :

$$y = l + r + \frac{r}{c}(c - 2x) + \frac{2}{c}\sqrt{(l^2 + 2lr)(cx - x^2)}.$$

On en déduit :

$$\left[cy - c(l + 2r) + 2rx\right]^2 = 4(l^2 + 2lr)(cx - x^2).$$

et en ordonnant :

$$c^2y^2 + 4crxy + 4(l+r)^2x^2$$
$$- 2c^2(l+2r)y - 4c(l+r)(l+2r)x + c^2(l+2r)^2 = 0.$$

Cette équation représente une ellipse [1], d'après le signe, évidemment négatif, de son binôme caractéristique :

$$16c^2\left[r^2 - (r+l)^2\right].$$

Pour connaître ses intersections avec les axes des coordonnées, nous ferons successivement :

$$y_1 = 0, \qquad \left[2(l+r)x_1 - (l+2r)c\right]^2 = 0, \qquad x_1 = \frac{l+2r}{l+r}\frac{c}{2};$$
$$x_2 = 0, \qquad c^2\left[y_2 - (l+2r)\right]^2 = 0, \qquad y_2 = l+2r.$$

Le premier membre se réduisant dans les deux cas à un carré parfait, on voit que ces droites sont tangentes à l'ellipse aux points ainsi déterminés.

Les tangentes parallèles aux précédentes correspondront naturellement aux extrémités de la course de chacun des deux mobiles :

$$y_3 = 2(l+r), \qquad \left[2(l+r)x_3 - cl\right]^2 = 0, \qquad x_3 = \frac{l}{l+r}\frac{c}{2};$$
$$x_4 = c, \qquad c^2(y_4 - l)^2 = 0, \qquad y_4 = l;$$

pour lesquelles on retrouve en effet la forme du carré parfait.

[1] L'inclinaison ε des axes de cette ellipse a pour valeur

$$\tang 2\varepsilon = \frac{4cr}{4(l+r)^2 - c^2},$$

et leurs longueurs $2a$ et $2b$:

$$\frac{2}{a^2} = 4(l+r)^2 - c^2 - \sqrt{16c^2r^2 + [4(l+r)^2 - c^2]^2}.$$

$$\frac{2}{b^2} = 4(l+r)^2 - c^2 + \sqrt{16c^2r^2 + [4(l+r)^2 - c^2]^2}.$$

Nous porterons d'après cela en OA (fig. 352) la valeur de c, dont le milieu est en B; en OC la longueur l; en CD celle de r; et en DE une hauteur égale à OD, ou $l+r$.

L'horizontale EF a pour ordonnée y_3, et la verticale AF a pour abscisse x_4. L'ellipse est donc inscrite dans le rectangle OAEF. Le point de tangence M_4 se trouve sur l'horizontale du point C, d'après la valeur de y_4. Le contact M_2 est symétrique de C par rapport à D,

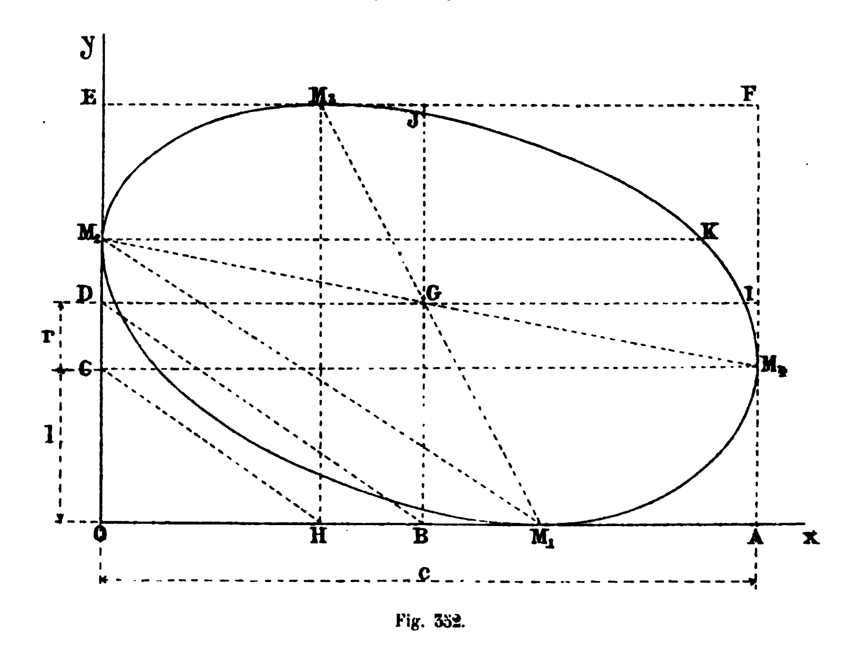


Fig. 352.

comme l'indique l'expression de y_2. Le point M_3 s'obtient en construisant celle de x_3. Il suffit pour cela de joindre DB, de tracer la parallèle CH, et d'élever l'ordonnée HM_3. Le point M_1 se déterminera de même d'après la valeur de x_1, en menant $M_2 M_1$ parallèle à DB. Les droites $M_1 M_3$ et $M_2 M_4$ fournissent par leur intersection le centre G de l'ellipse, qui devra, comme vérification, se trouver sur l'horizontale du point D.

Il devient dès lors facile de tracer cette courbe avec autant de précision que l'on voudra, au moyen des systèmes de diamètres conjugués GM_1, GI ou GM_2, GJ. On déduit en effet de son équation, pour les hypothèses suivantes :

$$x' = \frac{c}{2}, \qquad y' - (l + r) = \overline{GJ} = \sqrt{l(l + 2r)},$$

$$y'' = l + r, \qquad x'' - \frac{c}{2} = \overline{GI} = \frac{c}{2}\,\frac{\sqrt{l(l + 2r)}}{l + r},$$

valeurs faciles à construire. On pourra donc connaître, pour chaque abscisse représentative d'une position du piston, l'ordonnée qui fournit celle du tiroir, ou réciproquement.

La recherche la plus utile est celle qui caractérise le commencement de la détente. Il faut à cet égard que le tiroir, qui est parti de la distance OM_2 pour s'éloigner jusqu'à son élongation maximum HM_3, revienne exactement au point de départ, c'est-à-dire à la distance OM_2. Nous obtiendrons par conséquent le point cherché K en traçant l'horizontale M_2K; et la longueur de cette droite représentera celle qui est parcourue par le piston en pleine pression. Nous en obtenons d'ailleurs la valeur en faisant :

$$Y = l + 2r, \qquad X = \frac{cl(l + 2r)}{(l + r)^2},$$

expression identique à la formule (18, p. 87).

Quant à l'instant où commencent simultanément, sur les faces respectives du piston, la compression et l'échappement anticipé, il correspond à la position normale du tiroir, c'est-à-dire à l'ordonne y'', ou à l'horizontale DI, dont nous avons évalué la longueur x''.

Il est assez commode de reproduire quatre fois l'ellipse ainsi construite, en faisant partir ces divers tracés des deux bords de chacune des deux lumières : M_2, M'_2, M''_2, M'''_2. De cette manière, en élevant une ordonnée à l'extrémité de l'abscisse qui représente une position quelconque du piston, l'on obtient d'un seul coup la situation complète de tous les éléments du tiroir; ou inversement celle du piston qui correspond à une position donnée d'un quelconque des quatre bizeaux du tiroir.

Ce diagramme elliptique est dû à Reech et Fauveau, membres du Corps du génie maritime.

§ 3

COURBE EN ŒUF

636 — L'analyse qui précède suppose l'absence de recouvrement intérieur et d'avance à l'admission. Mais il devient souvent nécessaire de tenir compte de ces deux éléments. En outre nous pouvons, en anticipant sur le moment où nous nous occuperons de l'influence de l'obliquité des bielles [1], prévoir ici le cas où le peu de longueur de ces dernières nécessite un correctif dans la discussion du diagramme.

Supposons donc que, soit par la voie analytique, si le mode de commande de la distribution est assez simple pour permettre de le soumettre au calcul, soit à l'aide d'une construction géométrique régulière exécutée par points, ou enfin empiriquement d'après le jeu d'un pantin articulé, on ait réussi à tracer la courbe représentative du mouvement du tiroir. Ce profil ne sera plus dans ce cas une ellipse, mais il ne s'en écartera pas beaucoup dans sa forme générale. On l'appelle *courbe en œuf*, et il est aisé d'y lire les diverses phases du phénomène.

Nous partons en A (fig. 353) du point mort du piston. La vitesse de cet organe est alors nulle. Au contraire, le tiroir possède une vitesse propre, car il a déjà découvert l'avance à l'admission et fait passer tout son recouvrement. La tangente du diagramme sera donc verticale, attendu que son coefficient angulaire $\frac{dy}{dx}$ représente, en chaque point, le rapport des vitesses respectives $\frac{dy}{dt}$, $\frac{dx}{dt}$ de ces deux organes.

La courbe s'élève en b jusqu'à une tangente horizontale, qui correspond au maximum de démasquement [2]. Si nous traçons l'horizontale Aa, le tiroir retrouve en a sa position initiale ; mais cette circonstance présente peu d'intérêt.

[1] Chap. XLIV et XLV.

[2] Ainsi qu'on peut le voir sur la légende placée à la partie supérieure de la figure.

Il s'en attache beaucoup plus au commencement de la détente,

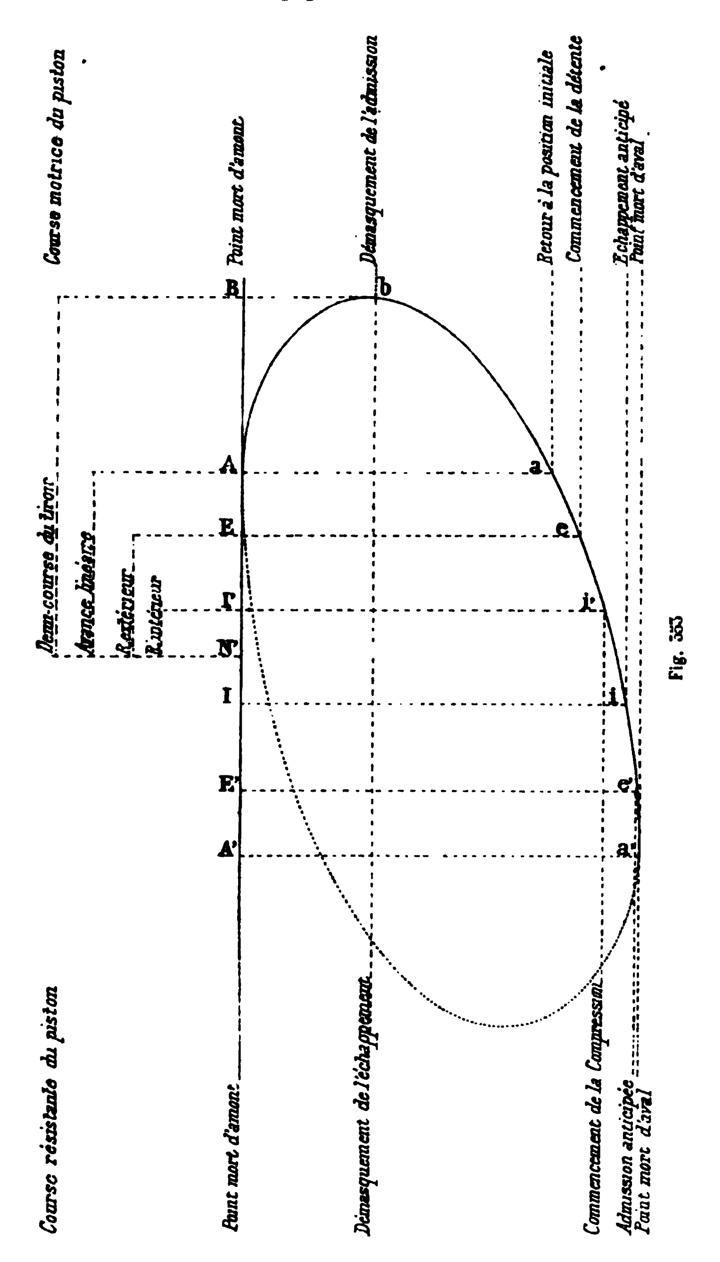


Fig. 353

qu'il est facile de déterminer. Marquons en AN l'écartement initial

qui sépare le tiroir de sa position normale N. Cette longueur représenterait le degré d'ouverture de l'admission à l'instant du passage du piston au point mort, si le recouvrement extérieur, que je porte en NE, n'en obturait une partie. C'est donc seulement AE qui constitue l'avance à l'admission; et c'est lors du retour du tiroir en E, c'est-à-dire pour l'abscisse E*e*, que cet organe sera venu refermer exactement la lumière. A ce moment commence la détente, E*e* mesurant la longueur parcourue par le piston en pleine pression.

La détente dure autant que la somme des passages des deux recouvrements extérieur et intérieur. Marquons donc en NI ce dernier; EI mesurera la somme en question, c'est-à-dire le parcours que doit effectuer le tiroir avant que la détente prenne fin, et que commence l'échappement anticipé. C'est par conséquent pour le point représentatif *i* (à la distance I*i* du point mort) que se produit cette circonstance. Ce nouvel état de choses durera ensuite jusqu'au fond de course, qui est marqué par le contact *a'*, c'est-à-dire pendant le parcours A'*a'* — I*i*.

A ce moment commencent le recul du piston, et la phase résistante de l'action de la vapeur sur la même face de ce dernier, que nous continuons à suivre par la pensée. Le mouvement du tiroir qui correspond à cette course rétrograde sera représenté par la partie ponctuée du contour du diagramme. Mais, pour plus de simplicité, nous reporterons notre attention sur l'arc qui est figuré par un trait plein [1].

Le maximum de démasquement se produit, au point *b*, lorsque le piston a parcouru dans le sens rétrograde l'espace B*b*. S'il n'y avait pas de recouvrement intérieur, l'évacuation durerait jusqu'à la position normale, qui correspond à N. Mais l'existence de cet appendice y met plus tôt un terme. Portons sa longueur en NI' au-dessus de N, et traçons l'horizontale I'*i'*. Elle mesurera l'es-

[1] La légende placée à la partie inférieure de la figure retrace les diverses phases de cette partie du fonctionnement.

Si les deux parties de la courbe présentaient entre elles, pour un motif quelconque, une différence sensible, il serait aisé de faire porter la discussion sur l'arc ponctué lui-même.

pace engendré par le piston dans son mouvement de retour, pendant l'échappement proprement dit.

Quand cette période a pris fin, la compression commence et se prolonge, comme tout à l'heure la détente, pendant un intervalle égal au passage de la somme des recouvrements NE' + NI'. C'est donc en e' que cessera cette phase, après avoir duré pendant un parcours du piston égal à E'e' — I'i'. A ce moment la lumière se trouve démasquée, et donne naissance à l'admission anticipée, dont la durée est A'a' — E'e'.

§ 4

DIAGRAMME SINUSOIDAL DE MOLL ET MONTÉTY

637 — La méthode précédente présente un sérieux inconvénient. Tout y est en effet à recommencer, et l'épure devient complètement inutile, si l'on se trouve conduit à modifier l'avance angulaire α, c'est-à-dire le rapport $\frac{r}{l}$.

Pour y remédier, MM. Moll et Montéty, ingénieurs de la marine [1], ont proposé de construire deux courbes distinctes, représentant séparément les mouvements du piston et du tiroir. On prend pour abscisse l'angle de rotation φ, ou plutôt une longueur proportionnelle à l'arc que décrit le bouton de manivelle, et pour ordonnées, successivement x et y. On obtient ainsi deux sinusoïdes :

$$x = \frac{c}{2}(1 - \cos\varphi),$$

$$y = (l + r)\left[1 + \sin(\varphi + \alpha)\right],$$

dont les ordonnées PM et PN (fig. 351), correspondant à une même abscisse φ, indiquent les positions simultanées des deux corps, ce qui permet d'étudier les diverses circonstances de la distribution.

[1] Épure sinusoïdale de distribution de vapeur. *Annales industrielles*, 1886, 3, 10, 17 janvier.

Si l'on veut ensuite faire varier l'avance angulaire α, l'on remarquera que cette modification se réduit à un déplacement d'origine sur l'axe des abscisses pour la seconde courbe, sans rien

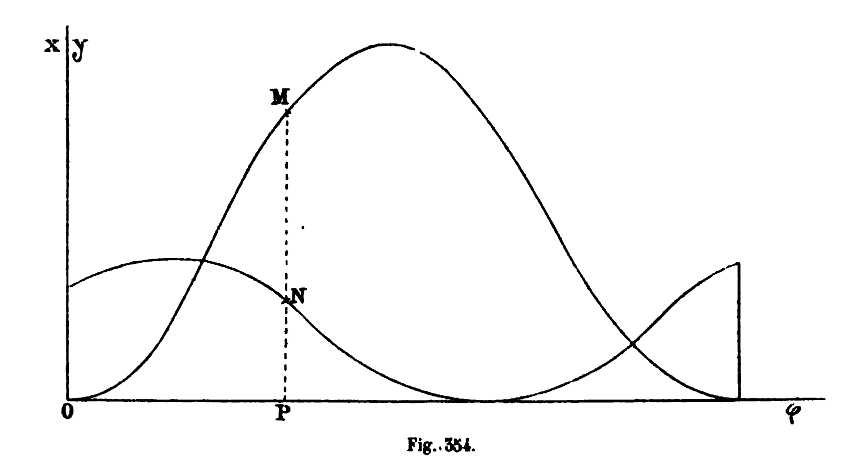


Fig. 354.

changer dans la première. On construit d'après cela le profil (y) sur un papier calque, que l'on n'a qu'à déplacer le long de l'axe des abscisses, en appréciant par transparence les relations de cette courbe avec la ligne fixe (x), qui représente le mouvement du piston.

§ 6

DIAGRAMME CIRCULAIRE DE ZEUNER

638 — *Distribution sans avance à l'admission ni recouvrement intérieur.* — M. Zeuner est l'auteur d'un remarquable procédé graphique, dont la supériorité sur les précédents consiste en ce qu'il ne fait intervenir que la règle et le compas [1]. Il suffit pour cela d'interpréter la formule (14, page 84) non plus en coordon-

[1] Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs dans les machines à vapeur et les locomotives.* Traduction par Debize et Mérijot, p. 13. — A. Graffo. Principes de la construction du diagramme Zeuner. *Revue technique polonaise*, 1880. — Hugler. Note sur une démonstration du diagramme de Zeuner. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. XXXVII, p. 165.

nées rectangulaires, mais dans le système polaire, en envisageant z comme un rayon vecteur et φ comme l'azimut. Nous continuerons à compter celui-ci dans le sens de la rotation des aiguilles d'une

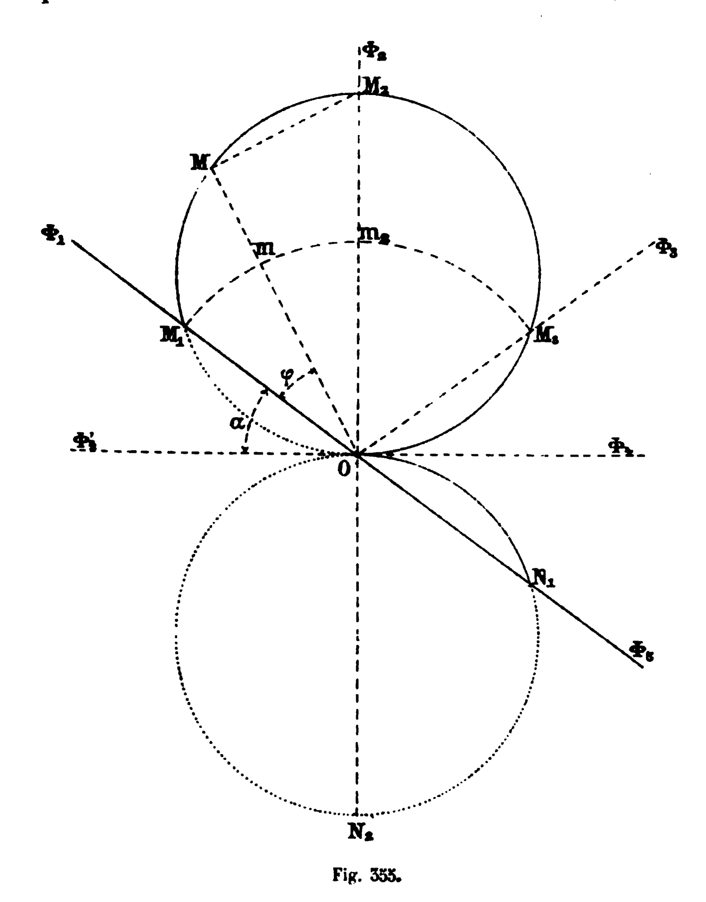


Fig. 555.

montre, contrairement aux habitudes ordinaires de la géométrie analytique. L'équation (14, page 84) devient alors celle d'un cercle passant par le pôle ([1]).

Traçons en $O\Phi_1$ l'axe polaire (fig. 555), c'est-à-dire la ligne des

([1]) Quand on veut tenir compte de l'obliquité des bielles, la courbe représentative du mouvement du tiroir n'est plus un cercle, bien qu'elle s'en écarte peu. En vue de la tracer automatiquement, M. Pichault a imaginé, pour une distribution à peu près quelconque dans sa généralité, un instrument qu'il appelle *dianomégraphe* (Pichault *Appareils de distribution par tiroirs*, in-8°, p. 41. — *Annales industrielles*, 1870).

points morts à partir de laquelle s'évalue la rotation de la manivelle motrice. Prenons en $\Phi_1 O \Phi'_4$ l'angle de calage α, et portons sur la perpendiculaire $O\Phi_2$ de la droite $O\Phi'_4$ une longueur OM_2 égale à la demi-course $l+r$ du tiroir. Nous aurons dans le triangle rectangle OMM_2 :

$$\overline{OM} = \overline{OM_2} \cos \overline{MOM_2}.$$

ce qui reproduit bien l'équation (14) :

$$z = (l + r) \sin (\varphi + \alpha).$$

Elle peut également se mettre sous la forme :

$$z = A \cos \varphi + B \sin \varphi.$$

La signification des constantes est alors facile à reconnaître. On a en effet pour l'hypothèse :

$$\varphi = 0, \qquad z' = A,$$

et en faisant :

$$\varphi = 90^\circ, \qquad z'' = B.$$

Les coefficients du cosinus et du sinus représentent donc les longueurs interceptées par le cercle sur l'axe polaire et sur sa normale. On peut dire, en d'autres termes, que les coordonnées du centre sont $\frac{A}{2}$ et $\frac{B}{2}$.

639 — Reprenons sur ce nouveau diagramme la lecture des diverses phases de la distribution (n° 626).

Pour le passage au point mort :

$$\varphi_1 = 0, \qquad z_1 = r,$$

la longueur OM_1 fournit le recouvrement extérieur.

L'ouverture en grand :

$$\varphi_2 = 90 - \alpha, \qquad z_2 = l + r,$$

est représentée par le rayon vecteur maximum OM_2.

Le commencement de la détente :

$$\varphi_3 = 180 - 2\alpha, \qquad z_3 = r,$$

s'obtient en passant de M_1 en M_3, au moyen de l'arc de cercle M_1M_3 décrit autour du pôle.

La fin de la détente, qui coïncide avec le commencement de l'échappement anticipé et de la compression :

$$\varphi_4 = 180 - \alpha, \qquad z_4 = 0,$$

c'est-à-dire le retour à la position normale, sont représentés par la tangente $O\Phi_4$.

Enfin le passage de la manivelle par le second point mort, c'est-à-dire l'arrivée du piston à l'extrémité de sa course directe :

$$\varphi_5 = 180, \qquad z_5 = -r,$$

sont fournis par le prolongement $O\Phi_5$ de l'axe polaire qui figure alors la position de la manivelle; tandis que le point représentatif retourne en M_1, d'après le signe négatif que prend le rayon vecteur z en passant par zéro.

640 — Pour plus de clarté, M. Zeuner a imaginé d'associer au cercle fondamental OM_2 un second profil identique ON_2, sur lequel aboutissent les différents rayons vecteurs négatifs, quand on les trace en faisant abstraction de leur signe.

Dans ces conditions, le point représentatif, au lieu de revenir en M_1, se trouvera en N_1, et le diagramme descriptif du mouvement du tiroir pendant la course directe du piston sera marqué par le trait plein $M_1M_2M_3ON_1$; celui qui correspond à la course rétrograde étant figuré par le trait ponctué $N_1N_2OM_1$.

Pendant la durée du démasquement, le degré d'ouverture de la lumière est représenté par la portion M*m* du rayon vecteur OM qui se trouve comprise à l'intérieur de la *lunule* $M_1M_2M_3m_2M_1$, formée par l'arc fondamental $M_1M_2M_3$ et le cercle de construction $M_1m_2M_3$. En effet, pour un azimut φ quelconque, le tiroir normal s'éloigne de sa position normale d'une quantité égale à l'élongation z ou OM; mais il est muni d'un recouvrement $r = OM_1 = Om$, qui masque une partie de ce découvert. Il ne reste donc comme section offerte au passage de la vapeur que $z - r$, c'est-à-dire M*m*. Le démasquement commence par zéro en M_1, présente en M_2m_2 l'ouverture en grand, et revient à zéro en M_3 pour le commencement de la détente.

641 — Ce diagramme possède une propriété dont nous aurons à faire usage : ***La position du centre d'excentrique qui correspond au point mort de la manivelle est le point symétrique de l'extrémité du diamètre du cercle de Zeuner, par rapport à la perpendiculaire élevée au centre de rotation sur la ligne des points morts.***

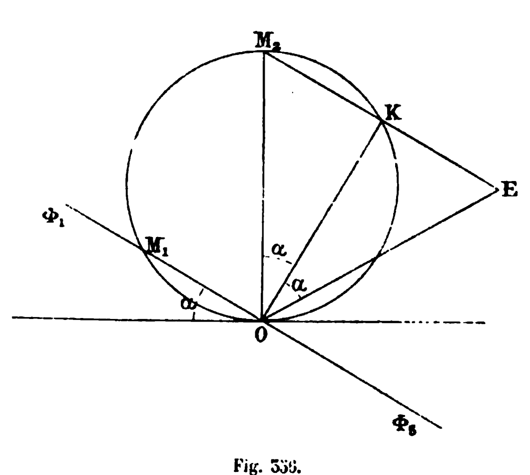


Fig. 356.

En effet, quand la manivelle est dirigée suivant $O\Phi_1$ (fig. 356) au point mort, l'excentrique se trouve calé sous l'angle d'avance angulaire α par rapport à la perpendiculaire OK, avec une lon-

gueur OM_2 ou $l + r$. On obtient ainsi la droite OE qui répond bien à l'énoncé.

642 — Indépendamment de la position du tiroir, le diagramme de Zeuner peut en fournir également la vitesse.

En effet l'équation (14, p. 84) donne par sa différentiation :

$$\frac{dz}{dt} = (l + r) \cos (\varphi + \alpha) \frac{d\varphi}{dt}.$$

Appelons V la quantité :

$$V = (l + r) \frac{d\varphi}{dt}.$$

dans laquelle $\frac{d\varphi}{dt}$ désigne la vitesse angulaire constante de l'arbre tournant. Le symbole V représentera la vitesse de rotation du centre d'excentrique, ou encore la vitesse linéaire qui anime le tiroir, au moment où ce dernier traverse sa position normale. On

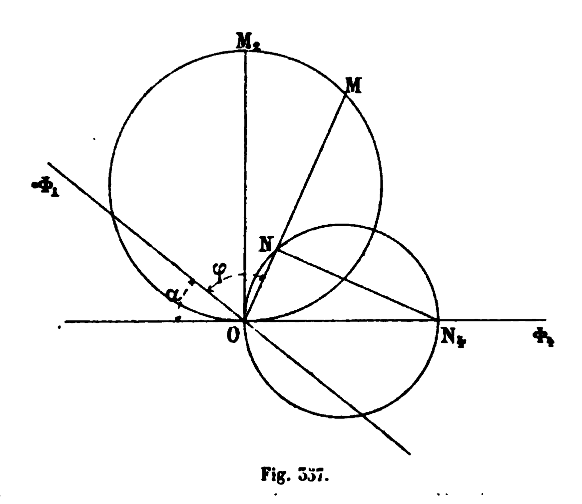


Fig. 537.

aura, dans ces conditions, pour la vitesse variable v de cet organe à chaque instant :

$$v = V \cos (\varphi + \alpha).$$

Construisons de nouveau cette équation en coordonnées polaires, en considérant φ comme l'azimut et v comme un rayon vecteur (fig. 357). Elle représente alors un cercle qui passe par le pôle dans une direction perpendiculaire à la tangente $O\Phi_4$ du précédent OM_2. Il a, par conséquent, son centre sur cette droite. Si donc on y prend comme diamètre $ON_4 = V$, un azimut quelconque fournira par OM dans le premier cercle la position du tiroir, et par ON dans le second sa vitesse v.

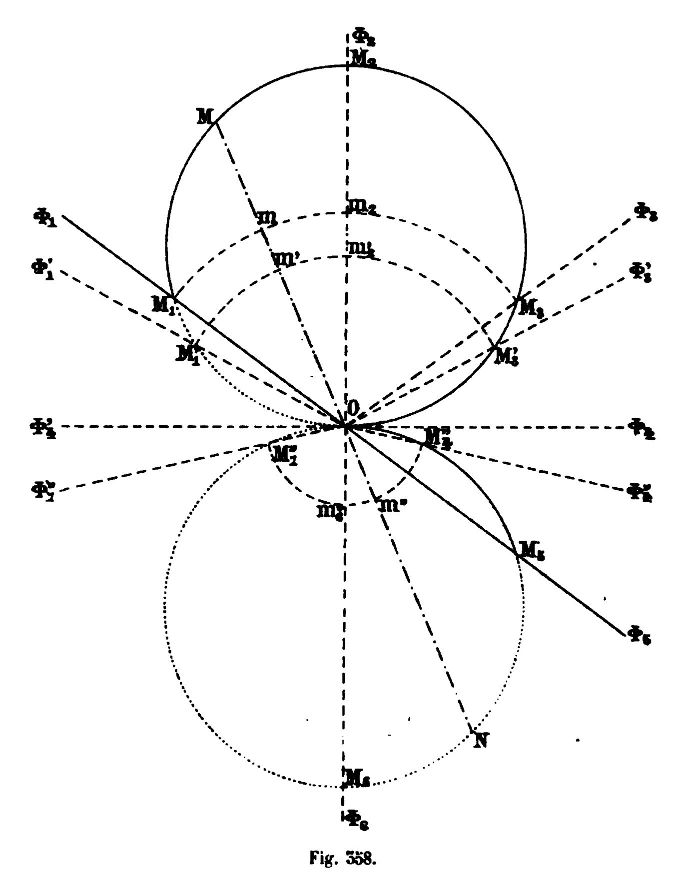


Fig. 358.

On voit en particulier que cette dernière s'annule pour le maximum d'élongation OM_2, et que, réciproquement, elle atteint son propre maximum ON_4 quand l'élongation se réduit à zéro, et que le tiroir passe par sa position normale.

643 — *Distribution avec avance à l'admission et recouvrement intérieur.* — Supposons actuellement que l'on introduise dans le système l'admission anticipée.

Nous porterons en $m_2m'_2$ sa valeur δ (fig. 358), et nous ferons passer par le point m'_2 l'arc de cercle $M'_1m'_2M'_3$ dont le rayon Om'_2 représente le recouvrement extérieur effectif (éq. 20, p. 94) :

$$\rho = r - \delta.$$

Le découvert étant à chaque instant égal à l'élongation z diminuée de ce recouvrement ρ (fig. 359), se trouve représenté par la portion Mm' du rayon vecteur OM qui est comprise à l'intérieur de la nouvelle lunule $M'_1M_2M'_3m'_2M'_1$.

Il s'annule en particulier, en marquant la fin de l'admission et le commencement de la détente, au point M'_3, pour l'azimut $\Phi_1O\Phi'_3$, qui se substitue à l'ancienne valeur $\Phi_1O\Phi_3$, ou $180 - 2\alpha$, de φ_3 (éq. 16, p. 86).

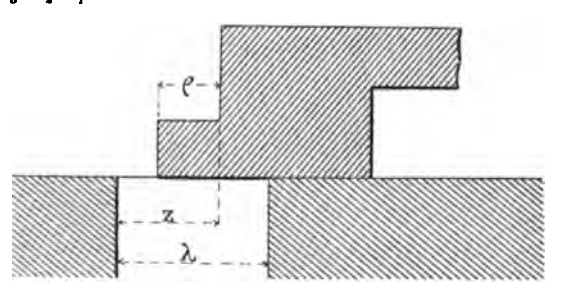


Fig. 359.

Nous obtenons de même l'azimut $\Phi_1O\Phi'_1$ qui assigne, à la fin de la contre-course, la position de la manivelle motrice pour le moment où la lumière commence à se démasquer, en produisant l'admission anticipée. L'admission totale dure ainsi pendant la rotation $\Phi'_1O\Phi'_3$.

644 — Examinons de même l'influence d'un recouvrement intérieur.

Nous prendrons sa longueur i pour rayon Om''_6 du cercle $M''_4m''m''_6M''_7$ décrit autour du pôle. Le découvert d'évacuation (fig. 360) est à chaque instant mesuré par l'élongation négative z prise en valeur absolue, c'est-à-dire portée en ON_6, diminuée du

recouvrement i qui en masque une partie. Il est donc représenté par la portion Nm'' du rayon vecteur ON qui se trouve renfermée à l'intérieur de la troisième lunule $M''_4M_5NM_6M''_7m_6m''M''_4$.

Ce découvert s'annule en particulier pour l'azimut $O\Phi''_4$, qui marque le commencement de l'échappement anticipé, lequel se

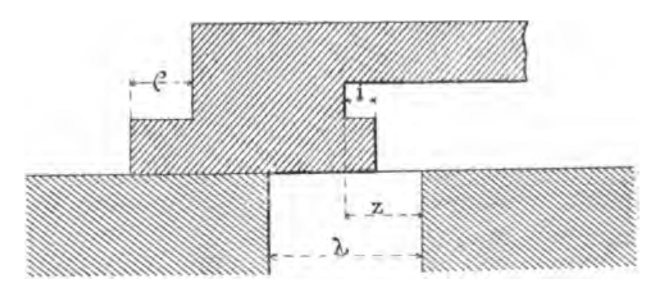


Fig. 360.

poursuit jusqu'au point mort, pour OM_5. L'évacuation continue d'ailleurs sans interruption pendant le recul du piston, sous le nom d'échappement proprement dit. Le découvrement atteint en $O\Phi_6$ son maximum M_6m_6, puis il diminue, et finit par s'annuler pour l'azimut $O\Phi''_7$. A ce moment commence la compression, qui s'étend entre les deux inclinaisons $O\Phi_7$ et $O\Phi'_1$.

L'ensemble du fonctionnement peut être résumé dans le tableau suivant :

$\Phi'_1 O \Phi'_3$ ADMISSION. .	*Admission anticipée*	$\Phi'_1 O \Phi_1$	Course rétrograde du piston.
	Admission proprement dite croissante. . . .	$\Phi_1 O \Phi_2$	Course directe du piston.
	Admission proprement dite décroissante. . .	$\Phi_2 O \Phi'_3$	
$\Phi'_3 O \Phi''_4$ DÉTENTE. .	*Tiroir se dirigeant vers la position normale*. (recouvrement extérieur)	$\Phi'_3 O \Phi_4$	
	Tiroir fuyant au delà de la position normale. (recouvrement intérieur)	$\Phi_4 O \Phi''_4$	
$\Phi''_4 O \Phi''_7$ ÉCHAPPEMENT	*Échappement anticipé*	$\Phi''_4 O \Phi_5$	
	Échappement proprement dit croissant. . .	$\Phi_5 O \Phi_6$	Course rétrograde du piston.
	Échappement proprement dit décroissant. .	$\Phi_6 O \Phi''_7$	
$\Phi''_7 O \Phi'_1$ COMPRESSION	*Tiroir se dirigeant vers la position normale*. (recouvrement intérieur)	$\Phi''_7 O \Phi'_4$	
	Tiroir fuyant au delà de la position normale. (recouvrement extérieur)	$\Phi'_4 O \Phi'_1$	

645 — Le diagramme de Zeuner exprime la corrélation mutuelle

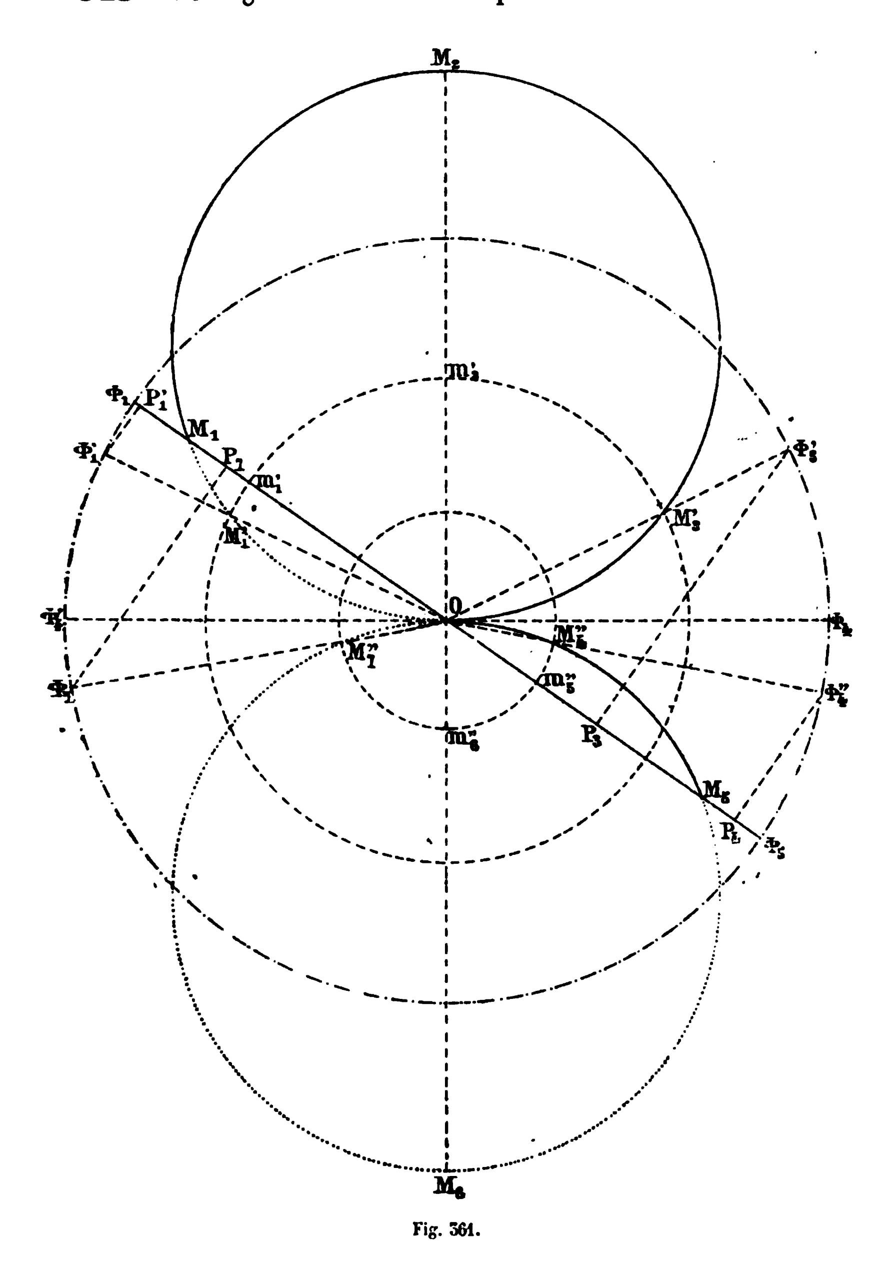


Fig. 361.

des divers éléments de la distribution. Parmi ceux-ci l'on peut à

volonté, et de bien des manières différentes, prendre les uns comme des données et les autres comme des inconnues, en constituant par là autant de problèmes distincts. Je me contenterai à cet égard d'en développer un seul exemple[1].

Supposons que l'on donne l'excentricité OM_2 (p. 361) et l'angle de calage $\Phi_4'O\Phi_1$, ainsi que le commencement et la fin de la détente, en demandant de déterminer les autres quantités.

Nous tracerons avec un diamètre quelconque[2], qui représentera la course du piston, le cercle $\Phi_1\Phi_5$. Portons en Φ_1P_3 la longueur de l'admission proprement dite. Son extrémité P_3 marque le commencement de la détente. En élevant la perpendiculaire $P_3\Phi'_3$, nous obtiendrons la position correspondante $O\Phi'_3$ de la manivelle motrice. Nous déterminerons ainsi le recouvrement extérieur $OM'_3 = OM'_1 = \rho$, l'avance *linéaire* à l'admission $M_1m'_1 = \delta$, l'avance *angulaire* à l'admission M'_1OM_1, et la situation correspondante P'_1 du piston.

Marquons de même en P_4 celle qui correspond à la fin de la détente et au commencement de l'échappement anticipé. Nous élèverons la perpendiculaire $P_4\Phi''_4$ pour obtenir l'inclinaison correspondante de la manivelle motrice $O\Phi''_4$, ainsi que le recouvrement intérieur $OM''_4 = OM''_7 = i$. Nous obtiendrons en même temps, en OM''_7, la position de la manivelle qui coïncide avec la fin de l'échappement ou le commencement de la compression, et en P_7 la situation correspondante du piston.

En résumé nous déterminerons ainsi : 1° les deux recouvrements :

$$OM'_1 = \rho, \qquad OM''_4 = i;$$

2° Les avances linéaires à l'admission et à l'échappement :

$$M_1m'_1 = \delta, \qquad M_5m''_5 = \delta';$$

(1) On trouvera un certain nombre de ces problèmes dans l'ouvrage de Zeuner : *Traité des distributions par tiroirs*, traduction Debize et Mérijot; ainsi que dans le volume in-12 d'Edward Cowling Welch intitulé *Designing valve gearing*, Londres, 1875.

(2) Sur la figure 361 on a pris comme diamètre une longueur de 10 centimètres. De cette manière, une simple lecture de la règle graduée fait connaître immédiatement, en parties proportionnelles, les divers résultats de la construction

3° Les quatre périodes du fonctionnement de la vapeur.

	MANIVELLE.	PISTON.	TIROIR.
Admission . . .	$\Phi'_1\Phi'_3$	$M_1\Phi_1 + \Phi_1P_3$	$M'_1M_1 + M_1M_2 + M_2M'_3$
Détente.	$\Phi'_3\Phi''_4$	P_3P_4	$M'_3O + OM''_4$
Échappement. .	$\Phi''_4\Phi_7$	$P_4\Phi_5 + \Phi_5P_7$	$M''_4M_5 + M_5M_6 + M_6M''_7$
Compression . .	$\Phi_7\,\Phi'_1$	$P_7P'_1$	$M''_7O + OM'_1$

réparties sur les deux courses du piston :

Course motrice. . . . . . $\Phi_1O\Phi_5$
Course résistante. . . . $\Phi_5O\Phi_1$

et les deux courses du tiroir :

Élongation à droite, directe et rétrograde $OM_1M_2 + M_2M'_3O$
Élongation à gauche, rétrograde et directe $OM_5M_6 + M_6M''_7O$

4° Les deux lunules représentatives du démasquement :

Admission. . . . . $M'_1M_2M'_3m_2$,
Échappement. . . . $M''_4M_6M''_7m''_6$.

§ 6

DIAGRAMME RECTILIGNE DE REECH OU DE REULEAUX

646 — Nous avons vu (n°ˢ 643 et 644) que le découvrement d'admission est, à chaque instant, mesuré par $z - \rho$, et celui de l'échappement par $z - i$. De là une construction fort simple qui a été indiquée par Reech, et développée par Reulaux [1].

Avec un rayon égal à l'excentricité $OE = e$ [2], l'on trace un

[1] Coste et Maniquet. *Traité pratique des épures de distribution*, 2ᵉ édit., p. 44. — Reuleaux. Sur les effets de la distribution de la vapeur dans les systèmes à coulisse. *Ingénieur civil*, t. III.

[2] Nous supposons ici l'excentricité e quelconque et différente de $\lambda + \rho$ ou $l + r$

cercle (fig. 362), et l'on considère son diamètre AA′ comme représentant proportionnellement la course du piston, en même temps que celle du tiroir. On mène le rayon OO′ qui fait avec la direction AA′ du mouvement l'angle de calage α ; de telle sorte que si OM figure une position de la manivelle, après qu'elle a fourni une rotation φ à partir du point mort A, l'on obtient en AP, sauf le rapport des rayons, l'espace parcouru par le piston. En ce qui concerne

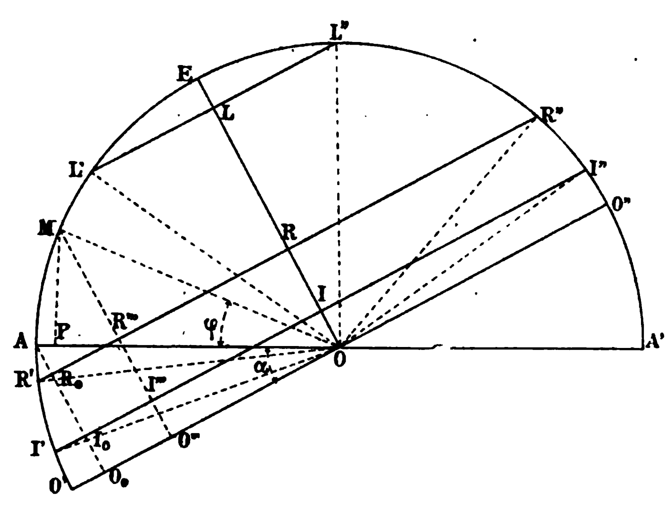


Fig. 362.

le tiroir, on a en MOO′ l'angle $\varphi + \alpha$; et si l'on abaisse la perpendiculaire MO‴ sur le rayon OO′, il vient :

$$MO''' = e \sin(\varphi + \alpha) = z.$$

Par suite, en menant parallèlement au diamètre OO′ les droites I′I″, R′R″, L′L″ à des distances respectives $OI = i$, $OR = \rho$, $RL = \lambda$, l'on trouvera en MR‴ le découvrement d'admission, et en MI‴ celui d'échappement. Ces deux éléments seront ainsi mesurés à chaque instant par la portion de l'ordonnée qui se trouve comprise à l'intérieur des segments circulaires R′ER″ et I′EI″.

(éq. 21, p. 94), afin d'embrasser dès à présent le degré de généralité que comporte la théorie de la détente variable (N° 67₄).

Nous aurons, d'après cela, en OR″ la position de la manivelle pour laquelle commence la détente, et en OI″ celle qui correspond au début de la compression.

En abaissant du point mort A la perpendiculaire AO_0, nous construisons en AR_0 l'avance à l'admission, et en AI_0 l'avance à l'échappement. C'est lorsque la manivelle se trouve en OR′ (ayant encore à tourner de AOR′ pour atteindre le point mort initial) que commence l'admission anticipée; et pour la position OI′ (lorsqu'on se trouve de même encore séparé du point mort final par la rotation AOI′) que se produit l'échappement anticipé.

Quand la manivelle occupe les situations OO′ ou OO″, le tiroir se trouve dans la position normale. Lorsqu'elle passe en OE, il atteint son maximum d'élongation. Les découvrements extérieur et intérieur restent d'ailleurs complets, avec leurs valeurs LR et LI, pendant toute la durée de la rotation L′OL″. La longueur EL mesure l'excédent d'excursion que le bord du tiroir accomplit encore au delà de celui de la lumière qu'il a achevé de découvrir, en raison de la différence que nous avons admise ici entre e et $\lambda + \rho$.

§ 7

DIAGRAMME DIANÉMOMÉTRIQUE DE M. DEPREZ

647 — M. Marcel Deprez à fait connaitre une construction fort élégante de la position du tiroir(1).

En divisant membre à membre les équations (14) et (11), on peut écrire :

$$\frac{z}{r} = \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\sin \alpha}.$$

Prolongeons la manivelle motrice au delà de l'arbre, d'une longueur $r = \rho + \delta$ (éq. 20, p. 94), et projetons obliquement sous l'angle α le point A ainsi obtenu sur la direction du mouvement en T

(1) Combes. *Études sur la machine à vapeur*, p. 46.

(fig. 363). Il viendra ainsi :

$$\frac{\overline{OT}}{\overline{OA}} = \frac{\sin \overline{OAT}}{\sin \overline{OTA}},$$

c'est-à-dire :

$$\frac{\overline{OT}}{r} = \frac{\sin (\varphi + \alpha)}{\sin \alpha}.$$

On voit par là que OT est égal à l'élongation z. Le point T marquera

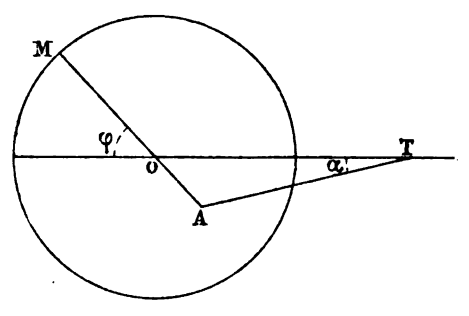


Fig. 363.

donc à chaque instant la situation du tiroir par rapport au milieu O de sa course.

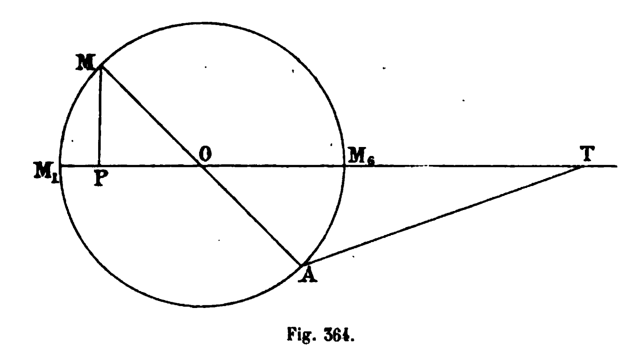


Fig. 364.

Comme il serait difficile d'associer sur une même épure des dimensions aussi dissemblables que la manivelle motrice, le recouvrement et l'avance à l'admission, l'on sera nécessairement conduit

à réduire la première dans un rapport convenable. Rien n'empêche dès lors, pour plus de simplicité, de la représenter par r lui-même, de manière à faire parcourir par la pensée le même cercle au bouton fictif M de la manivelle et au *point-opposé* A (fig. 364). La projection P de M sur la ligne des points morts représentera la position variable du piston sur sa course idéale M_1 M_6.

648 — Il devient alors facile de suivre sur cette figure les diverses phases de la distribution. A cet effet nous porterons en OT_3 et OT_5 le recouvrement ρ (fig. 365); les distances T_3 M_1 et T_5 M_6 représentant dès lors l'avance à l'admission δ.

Au premier instant, la manivelle se trouve au point mort de gauche en M_1, et le piston en P_1. Le point-opposé est en M_6. La projection oblique s'y confond, et le tiroir se trouve en T_1, ayant déjà franchi la distance $\rho + \delta$, et démasqué de la quantité δ l'orifice d'admission.

Pour obtenir l'élongation maximum de T, il faut évidemment employer comme projetante une tangente au cercle menée sous l'angle α (fig. 366). On obtient ainsi en A_2 le point-opposé, et en T_2 le tiroir avec son maximum de découvrement. La manivelle se trouve en M_2 et le piston en P_2.

La détente commence quand le tiroir revient en T_3 (fig. 367), de manière que l'élongation OT_3 soit exactement oblitérée par le recouvrement ρ. Menant sous l'angle α l'oblique T_3A_3, nous obtiendrons le point-opposé A_3, et, en tirant A_3O, la manivelle M_3 et le piston P_3.

Traçons parallèlement à la direction du mouvement OT_3 une tangente qui coupe en B l'oblique T_3A_3, et projetons B en C. Le triangle rectangle T_3BC (fig. 367) est égal à OA_2T_2 (fig. 366), car tous les deux comprennent l'angle α et un côté égal au rayon. Nous pouvons donc écrire l'égalité de leurs hypoténuses :

$$\overline{OT}_2 = \overline{BT}_3.$$

On voit par là que si l'on essaye, pour un même recouvrement OT_3 (fig. 367), divers angles de calage α, l'élongation maximum OT_2 sera

pour chacun d'eux représentée par le rayon vecteur T_3B de la tangente fixe parallèle à la ligne des points morts. Si l'on décrit

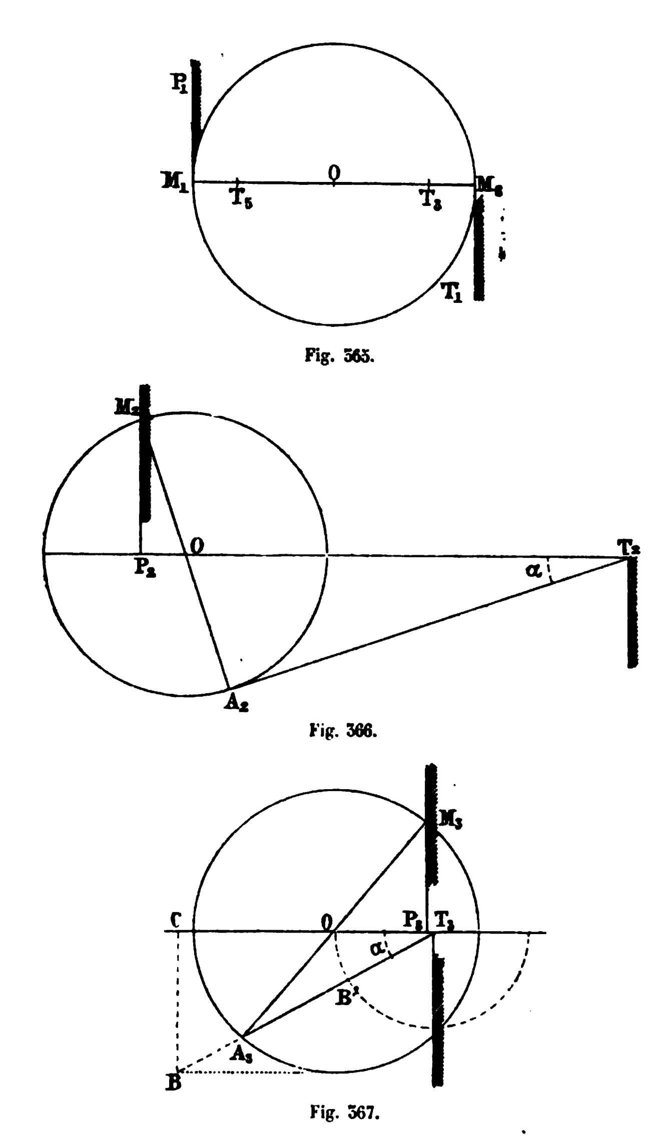


Fig. 365.

Fig. 366.

Fig. 367.

en outre, une fois pour toutes, un cercle autour du point T_3 avec le rayon OT_3 égal au recouvrement ρ, il fournira en BB' le découvrement maximum pour cette direction α.

Le commencement de la compression correspond à la position normale. Le tiroir T_4 doit donc se trouver en O (fig. 368). Si l'on

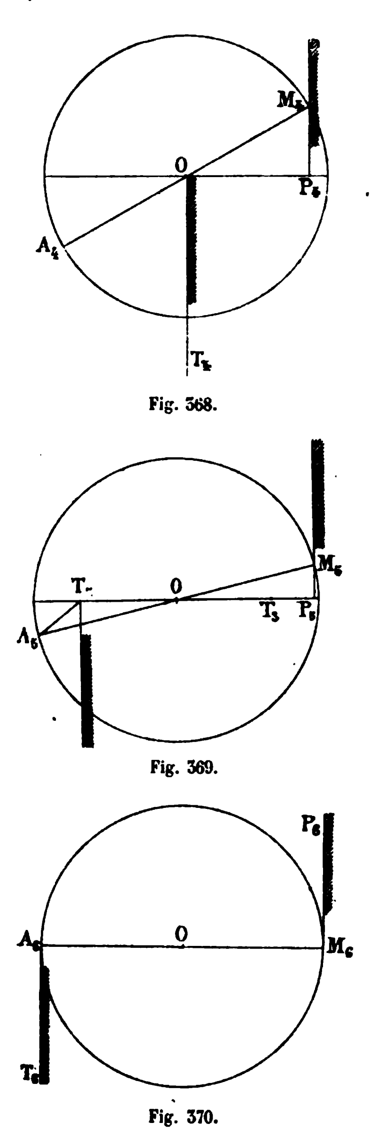


Fig. 368.

Fig. 369.

Fig. 370.

mène par ce point l'oblique A_4M_4 sous l'angle α, l'on aura la manivelle en M_4, et le piston en P_4.

L'admission anticipée commence lorsque le tiroir se trouve exac-

tement en T_5 (fig. 369). En menant une oblique par ce point sous l'angle α, on obtient en A_5 le point-opposé, en M_5 la manivelle, et en P_5 le piston.

Enfin le point mort de droite nous donne pour le piston la position P_6 (fig. 370). Le point-opposé se trouve en A_6, et le tiroir en T_6, à la distance $r = \rho + \delta$.

M. Marcel Deprez a imaginé, pour faciliter l'application de sa méthode, un instrument qu'il appelle *dianémomètre* (1). Il com-

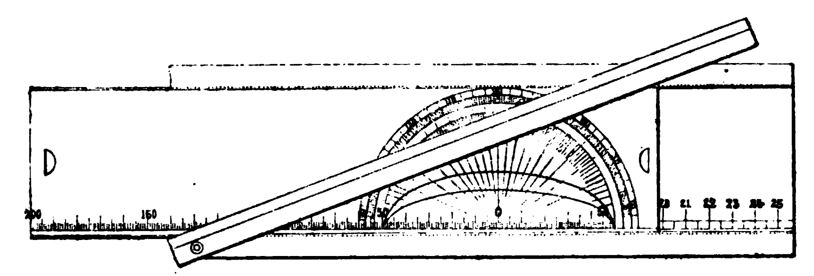


Fig. 371. — Dianémomètre Deprez et Garnier.

prend une glissière graduée (fig. 371) susceptible de coulisser dans une rainure rectiligne, sur le bord de laquelle est articulée une réglette, qui peut pivoter de manière à s'incliner sous des angles variables à volonté. Elle sert ainsi de projetante pour les divers points du cercle tracé sur la glissière, que l'on amène successivement à y affleurer. La projection se lit immédiatement sur le bord gradué de la glissière.

(1) Dianémomètre de MM. Deprez et Garnier (*Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1872, t. XXXI, p. 18). — Dianémomètre Deprez. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. I, p. 45. — Dianémomètre Deprez et Garnier. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, t. XVIII, p. 133. — Combes. *Études sur la machine à vapeur*, p. 47.

Je citerai également dans cet ordre d'idées le dianémomètre Caballero, qui est fondé sur le principe de l'engrenage de Lahire. (*Mémoires de l'Académie de Turin*, 1867. — Couche. *Voie, matériel roulant*, etc., t. III, p. 328.)

CHAPITRE XXXVIII

FONCTIONNEMENT DE LA VAPEUR

—

§ 1

ADMISSION — ÉTRANGLEMENT

649 — *Généralités.* — Les deux chapitres qui précèdent sont relatifs à la théorie *géométrique* de la distribution par tiroir unique. Nous consacrerons celui-ci à la théorie *dynamique* du fonctionnement de la vapeur. Nous étendrons d'ailleurs cette étude à des types de distribution à peu près quelconques, de manière à n'avoir plus à y revenir par la suite à l'occasion de chacun d'eux.

La marche d'une machine à double effet comporte deux points de vue distincts. On peut en premier lieu s'attacher constamment à une même face du piston, en considérant successivement dans la *double course* qui correspond à une révolution de l'arbre, la course *directe* ou *motrice*, et la course *rétrograde* ou *résistante*, lesquelles se trouvent placées dans des conditions complètement différentes l'une de l'autre.

On peut également embrasser à la fois par la pensée l'ensemble des phénomènes qui s'accomplissent simultanément sur l'une et l'autre face du piston; et alors toutes les courses simples, quel que soit leur sens, seront identiques entre elles.

Si nous adoptons comme plus analytique la première manière de voir, nous aurons à distinguer dans chacune des deux courses

simples trois *phases* successives; soit un total de six périodes pour la course double :

Course directe. . .		Admission proprement dite,
		Détente,
		Échappement anticipé ;
Course rétrograde		Échappement proprement dit,
		Compression,
		Admission anticipée.

Les *fonctions* fondamentales accomplies par la vapeur se réduisent d'ailleurs à quatre :

Admission,
Détente,
Échappement,
Compression.

Seulement deux d'entre elles sont *centrales*, et se terminent dans une même course simple : à savoir la détente dans le sens direct, et la compression en sens rétrograde. Les deux autres sont *chevauchantes* et réparties, bien que d'une manière inégale, sur les deux trajets opposés. L'admission se développe pour la plus grande partie de sa durée dans la course directe, après avoir commencé vers la fin de la course rétrograde. L'échappement se place au contraire pour sa partie prépondérante dans la contre-course, tout en prenant naissance vers la fin de la première.

Attachons-nous successivement à l'étude de chacune de ces six périodes.

650 — *Influence du laminage.* — On admet souvent à première vue que la phase de pleine pression s'effectue sous la tension même qui règne dans la chaudière. Cependant un tel résultat est impossible en rigueur. Nous savons en effet que tout écoulement d'un fluide d'une enceinte dans une autre à travers certains passages :

orifice, valve ([1]), tuyauterie ([2]), suppose nécessairement une pression supérieure en amont, inférieure en aval. La différence, appelée *perte de charge*, varie d'ailleurs avec la nature géométrique des communications, et les conditions thermiques offertes à l'écoulement. Ce phénomène porte les noms d'*étranglement*, *étirage*, *laminage* de la vapeur. Il présente une grande importance, et je crois utile d'y insister avec quelque développement.

Il semble que, puisque l'on a fait le nécessaire pour produire une certaine pression dans le générateur, au prix d'une suffisante solidité de cet organe en ce qui concerne la dépense de premier établissement, et d'un déboursé quotidien pour le combustible, la perte qu'elle subit avant d'attaquer le piston doive être considérée comme un inconvénient pur et simple. Telle était en effet autrefois la manière de voir unanimement admise, et tous les efforts étaient dirigés en vue de diminuer ce résultat. On peut ajouter que c'est encore l'opinion dominante, mais qu'il est cependant nécessaire de la tempérer par certaines atténuations ([3]).

651 — On ne faisait pas, dans l'origine, assez attention à ce que si le travail transmis au piston a diminué par le fait de l'abaissement de la pression, la consommation de vapeur, et par suite celle du combustible, se trouvent réduites d'une manière corrélative. En effet, pour chaque tour de l'arbre, le volume engendré sous l'in-

([1]) Voy. p. 36, note 1.

([2]) Pour déterminer cette dernière, on emploie à Indret la formule :

$$a = 0{,}035\ AV;$$

qui fait connaître la section a qu'il convient de donner à la conduite de vapeur, en fonction de celle A du piston et de la vitesse V de ce dernier. Si l'on admettait comme pour un liquide l'équation de continuité :

$$av = AV,$$

cette formule correspondrait à une vitesse de 28^m,57 pour l'écoulement de la vapeur dans le tuyau. Quand la conduite doit desservir à la fois plusieurs cylindres, on n'ajoute pas intégralement toutes les aires distinctes fournies par ce calcul, car les manivelles sont ordinairement croisées, et le maximum du débit n'est pas atteint simultanément par tous les pistons (Widmann. *Étude de la construction des machines marines*, p. 22).

([3]) Pasquier. *Étude des machines à vapeur*, Louvain, 1883, p. 90.

fluence de la pleine pression est maintenant rempli par un fluide dont la densité a diminué en même temps que la tension. Il correspond donc à un moindre poids d'eau vaporisée. La puissance de la machine en sera directement atteinte à la vérité; mais, quant à la variation du rendement, il y faut regarder de plus près pour pouvoir formuler une conclusion précise. Une distinction fondamentale s'impose à cet égard, suivant que la machine est à condenseur ou à simple échappement dans l'atmosphère.

Supposons d'abord une machine à condensation, et, pour simplifier cette explication, plaçons-nous par la pensée dans des conditions purement abstraites. Je suppose un condenseur parfait, procurant le vide absolu. La chaudière fonctionne à k kilogrammes par centimètre carré. La distribution s'effectue en ce moment sans aucun étranglement. La tension sur la face motrice du piston est donc k, et comme le vide existe sur la face opposée, la pression *effective* est également k. La consommation d'eau correspond au volume déjà engendré par le piston au moment où l'on coupe la vapeur, rempli avec le poids spécifique qui est relatif à la tension k.

Actuellement déterminons une perte de charge, et, pour plus de netteté, exagérons-la jusqu'à faire tomber la pression à 1 kilogramme par centimètre carré. Sur la face opposée, la tension est nulle, la pression effective est donc également de 1 kilogramme; et la consommation correspond au poids qui remplit le volume en question avec la densité relative à cette tension de 1 kilogramme.

On voit que d'un cas à l'autre le travail de la pleine pression se trouve diminué dans le rapport de k à 1. Nous admettrons par approximation qu'il s'ensuive la même conséquence pour la détente, et par suite pour l'ensemble de la période motrice. Mais en même temps la consommation se trouve réduite dans le rapport des densités, qui est également celui de k à 1, si nous admettons la formule de Mariotte [1]. Il s'ensuit que le rapport du travail développé au poids d'eau vaporisée, et par suite au combustible consommé, n'a pas varié par le fait du laminage, qui a été pourtant poussé à outrance dans l'exemple précédent.

[1] Voy. t. I, p. 815, note.

652 — Envisageons en second lieu une machine à échappement libre. Le piston supportera sur sa face opposée à la vapeur la pression atmosphérique, que nous réduirons pour simplifier à 1 kilogramme par centimètre carré.

En supposant d'abord l'absence d'étranglement, la tension motrice est k, la pression opposée 1, l'effort effectif par centimètre carré $k - 1$. La consommation est proportionnelle à la densité de vapeur qui correspond à la tension k.

Étranglons maintenant la vapeur comme dans le cas précédent jusqu'à la pression de 1 kilogramme. La tension motrice est 1, la contre-pression 1, l'effort effectif zéro, ainsi que le travail par conséquent. Et cependant, pour atteindre ce résultat nul, on fournit encore une quantité de vapeur représentée par le poids proportionnel à la densité de vapeur qui correspond à la tension de 1 kilogramme.

Le rendement qui, dans le cas précédent, n'avait ressenti aucune variation, a donc subi cette fois-ci la perte la plus complète, puisqu'il est tombé à zéro. La conclusion change par-là totalement. Tandis que dans le premier cas on ne perd rien, dans le second on perd tout (en répétant encore toutefois que ces aperçus restent basés sur des approximations très hardies).

Concluons donc, en tempérant ce que ces résultats peuvent avoir de trop absolu, que les effets de l'étranglement sont très directement influencés par le mode d'évolution de la vapeur. Fort atténuée pour les machines à condenseur, la perte reste beaucoup plus accusée avec le moteur à échappement libre [1].

653 — Il est un second point de vue que nous devons également faire entrer en ligne de compte, pour apprécier sainement la question de l'étranglement.

Nous avons admis jusqu'ici que la vapeur reste saturée; mais il

[1] Cette différence permet d'expliquer les divergences d'appréciation qui se sont produites à l'origine, entre les ingénieurs de la marine et ceux des chemins de fer. Les locomotives, qui ne sauraient transporter avec elles l'eau nécessaire à la condensation, sont toujours à échappement libre. Au contraire la navigation, pour laquelle on a l'eau froide à discrétion, ne manque pas de lui emprunter les bénéfices que procure l'emploi du condenseur.

n'en est pas toujours ainsi. La chute de pression qui s'effectue ici sans compensation extérieure (¹) s'accompagne théoriquement d'une certaine surchauffe (²).

Supposons en effet qu'une diminution de tension vienne à se produire. La quantité de chaleur qui serait nécessaire pour constituer directement de la vapeur saturée à cette pression atténuée serait évidemment moindre. Or le fluide est resté dépositaire de son ancien calorique de constitution, sans avoir dépensé l'excédent sous forme de travail mécanique. Il se trouve donc dans les mêmes conditions que si l'on avait commencé par appliquer au liquide le nombre de calories nécessaire pour le faire passer à l'état de vapeur saturée, puis à celle-ci le surplus de la chaleur, qui aura dès lors pour effet de la surchauffer. Le résultat sera tout au moins, suivant les cas, de la débarrasser plus ou moins complètement de l'humidité qui s'y trouve mélangée, ce qui améliore les conditions du fonctionnement (³), tout aussi bien que le ferait la surchauffe elle-même (⁴).

654 — Il y a même lieu, sous ce rapport, d'établir une distinction.

Un premier mode d'étirage se rencontre toujours dans toutes les machines; c'est celui qui se produit aux lumières par le jeu du tiroir. Un second procédé peut ou non intervenir, au gré des ingénieurs; c'est l'emploi de la valve, et parfois d'un détendeur spécial placé sur le trajet de la vapeur. L'intervention de ce dernier se recommande notamment pour concilier avec les ménagements dus au cylindre et à la distribution, les avantages que présente, dans le cycle parcouru par la vapeur (⁵), une haute pression que

(¹) En négligeant les frottements, la conductibilité calorifique, etc.

(²) Il est permis de penser que l'ancienne appréhension inspirée aux constructeurs par l'étranglement était une opinion toute faite empruntée aux hydrauliciens. Pour ces derniers, en effet, ce phénomène reste très nuisible, sans comporter aucune des atténuations que nous venons de rencontrer relativement à l'influence du condenseur ou de la surchauffe.

Tout au contraire, on commence à recourir dans de fréquentes occasions à l'emploi des détenteurs proprement dits, ainsi que du laminage par la valve ou aux lumières.

(³) Voy. t. I, p. 812.

(⁴) Voy. t. I, p. 837.

(⁵) Voy. t. I, p. 816.

toléreront beaucoup plus facilement les conditions d'établissement des générateurs ([1]).

En ce qui concerne le laminage aux lumières, on en a parfois contesté l'efficacité. Il semble cependant que le résultat en doive être théoriquement encore plus prononcé que celui de l'étranglement en route ([2]). Supposons en effet que la chaudière engendre une pression représentée par OA (fig. 372), que l'on se propose de détendre jusqu'à OB par l'un ou par l'autre de ces deux modes. Si l'on étrangle seulement à l'aide du tiroir le fluide amené jusque là par de larges conduites sans perte de charge, la tension sera OA pour le premier instant du démasquement. Elle décroît ensuite progressivement, afin de subvenir, par la différence ainsi créée, à l'écoulement de la vapeur destinée à remplir l'espace engendré par le piston avec une vitesse croissante. Le tracé représentatif s'abaissera donc de A en C, pour rester ensuite horizontal jusqu'en D, instant où l'on coupe la vapeur. Le travail recueilli est alors représenté par l'aire OACDE.

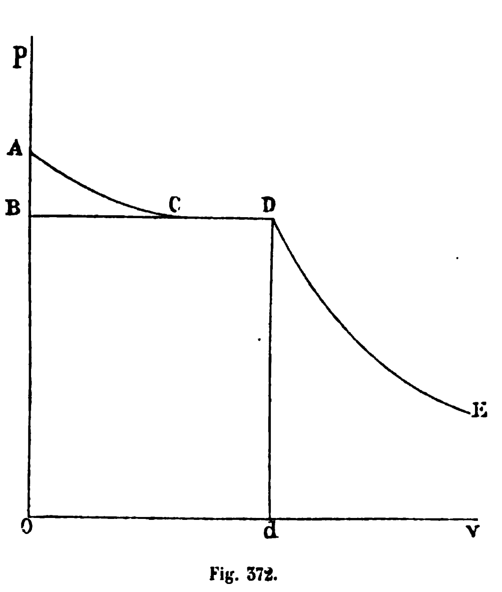


Fig. 372.

Si, au contraire, la réduction de pression a été réalisée à l'aide d'un détendeur spécial placé en amont de la boîte à vapeur, cette enceinte se trouve pour son propre compte à la tension réduite OB. Elle ne pourra donc fournir que cette pression dès le premier

([1]) Sauf les atténuations qui ont été présentées ci-dessus (N° 601, note).

([2]) C'est ce que l'expérience vérifie particulièrement pour les dépressions notables (Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 64.

instant du démasquement [1], et l'ordonnée initiale du diagramme sera OB. Le travail se trouvera ainsi réduit à OBCDE.

Le résultat est, par conséquent, amélioré proportionnellement dans le premier cas, de l'appoint :

$$\frac{\overline{ABC}}{\overline{OBDE}},$$

à égalité de consommation, point essentiel. En effet, le poids introduit dans le cylindre est, pour les deux cas, celui du volume marqué par l'abscisse Od, rempli de vapeur à la densité qui correspond à la pression figurée par l'ordonnée Dd ou OB.

655 — On peut de même établir que la surchauffe procurée par le laminage aux lumières est plus économique que celle qui s'obtiendrait par l'application directe de la chaleur.

En effet, avec ce dernier mode, les calories supplémentaires sont communiquées à la vapeur sous une pression sensiblement constante. Au contraire, dans le cas du laminage aux lumières, la détente s'opère pendant une partie du temps en présence du vide, ou d'une pression atténuée. Il n'y a donc pas autant de travail externe à fournir pour l'expansion correspondante, et la différence devra se retrouver en énergie interne.

Un aperçu numérique permet, du reste, de reconnaître que cette influence est au fond très peu considérable, et ne présente guère qu'un intérêt théorique. Portons, par la pensée, un kilogramme d'eau, de la température zéro à celle de 152 degrés, c'est-à-dire à la pression de 5 atmosphères, pour l'y transformer en vapeur saturée. Il faudra lui fournir dans ce but la quantité de chaleur :

$$\lambda_{152} = 606,5 + 0,305 \times 152 = 652^{\text{cal.}},86.$$

Si l'on veut ensuite surchauffer directement ce fluide jusqu'à la température de 240 degrés, que je prendrai ici comme exemple, on

[1] En négligeant même la perte additionnelle qui se produit sur ce point.

devra lui communiquer encore :

$$(240 - 152)\,C,$$

en désignant par C la chaleur spécifique moyenne relative à la loi peu connue de la surchauffe. Nous avons vu à cet égard [1] que les expériences de Hirn autorisent à prendre approximativement pour ce coefficient la valeur 0,48. Il vient ainsi :

$$0{,}48 \times 88 = 42^{\text{cal.}}{,}24;$$

et comme total :

$$652{,}86 + 42{,}24 = 695^{\text{cal.}}{,}10.$$

D'un autre côté, portons d'emblée ce kilogramme d'eau à la température de 250 degrés [2]. Il faudra pour cela une quantité de chaleur égale à :

$$\lambda_{250} = 606{,}5 + 0{,}305 \times 250 = 682^{\text{cal.}}{,}75.$$

Si l'on étrangle ensuite la vapeur de manière à la ramener à 5 atmosphères, les expériences de Hirn montrent que l'on arrive ainsi à 240 degrés, c'est-à-dire au même point qu'avec l'opération précédente.

On voit donc que l'on économise avec ce dernier mode :

$$695{,}10 - 682{,}75 = 12^{\text{cal.}}{,}35;$$

différence qui représente proportionnellement :

$$\frac{12{,}35}{695{,}10} = 0{,}0177;$$

ou moins de 2 pour 100.

[1] Voy. t. I, p. 536.

[2] A laquelle correspondrait, à la vérité, une pression énorme d'environ 40 atmosphères ; mais ce n'est pas en ce moment la question.

656 — *Moyens de combattre le laminage.* — Sous la réserve des atténuations qui précèdent, le laminage de la vapeur doit être considéré comme une influence qu'il convient en général de diminuer autant que possible. Je ferai remarquer en particulier que les orifices étant alternativement ouverts et fermés par le mouvement des obturateurs, le débouché part nécessairement de zéro, en traversant des valeurs aussi petites qu'on voudra les imaginer, pour atteindre progressivement son maximum (¹). Ce sont précisément ces premiers instants qui occasionnent les plus grandes résistances à l'écoulement, et qui produiront les plus grandes pertes de charge (²). Il importe donc de restreindre leur durée autant que possible, et de faire prédominer de préférence, dans l'intervalle total, la période de large ouverture. En un mot, on doit s'attacher à ouvrir et à fermer aussi brusquement que l'on pourra les passages de la vapeur.

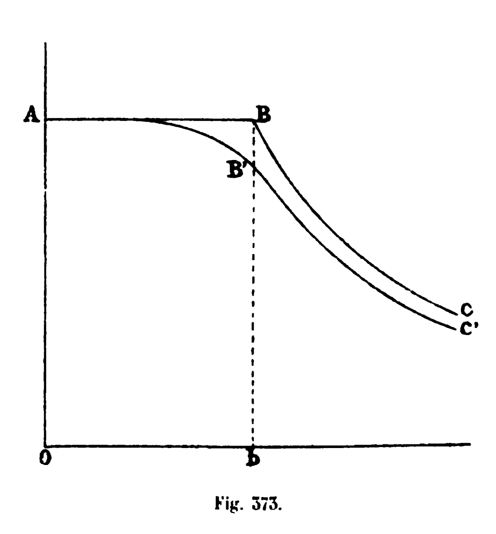


Fig. 373.

Ce principe est universellement admis; et c'est à très juste titre. Il ne sera cependant pas inutile de présenter encore ici à son égard une légère atténuation à l'idée que l'on se fait quelquefois de son importance effective.

Imaginons une distribution absolument parfaite, qui exécute son mouvement dans un temps nul. Après une période d'admission en

(¹) Ce maximum se calcule en général de manière que le courant de vapeur (en négligeant les condensations) qui suivrait le piston animé de sa *vitesse moyenne* (voy. p. 26) ne dépasse pas 40 à 50 mètres par seconde.

(²) Nous avons vu (t. I, p. 121) que si l'on assimile par approximation la vapeur à un liquide, la perte de charge varie en raison inverse de la *cinquième* puissance des dimensions de la section offerte à l'écoulement.

pleine pression, représentée par l'horizontale AB (fig. 373), commencera brusquement une loi de détente marquée par une courbe BC. Si au contraire on commande mollement l'organe de distribution, c'est peu à peu, suivant AB′, que décroîtra la pression d'après la perte de charge croissante qui résulte du rétrécissement progressif du passage. Une détente figurée par B′C′ succèdera à la fermeture définitive. Dans ces conditions, le travail représenté par l'aire OAB′C′ est évidemment inférieur au premier OABC. Mais il ne sera pas indifférent de remarquer, et c'est le but de cette explication, que la consommation aura également diminué de son côté. Elle correspond, en effet, suivant les cas, à un même volume O*b* de deux fluides distincts, dont les densités se rapportent respectivement aux tensions *b*B ou *b*B′. Nous conclurons donc, au point de vue de la pratique, qu'il est bon d'ouvrir et de fermer rapidement les orifices de distribution, sans toutefois tomber pour cela dans les exagérations et les complications auxquelles a parfois conduit la recherche de ce que l'on appelle la fermeture instantanée [1].

657 — *Déclics*. — Un premier moyen d'y parvenir consiste dans l'emploi de *déclics* à jeu indépendant. Au lieu de conduire l'obturateur d'une manière continue, en augmentant à cet effet la force et la vitesse du moteur lui-même, on le fait commander distinctement par un poids ou par un ressort [2], qui entrent en action aux instants voulus sous l'influence d'une simple *touche*, appartenant au mécanisme de distribution [3]. Ce moteur secondaire fonctionne alors avec la rapidité qui lui est propre, pour entraîner l'organe distributeur. Le mouvement de ce dernier n'est donc plus, comme dans les chapitres précédents, une conséquence cinématique

(1) Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, etc., p. 7. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 54 et 58.

(2) Ce ressort peut être solide ou pneumatique. Dans ce dernier cas, il porte le nom de *dash-pot*. On a également employé la commande directe du déclic par la vapeur (voy. nos 658 et 735).

(3) Ou de l'électricité (Féton. Distribution à détente instantanée avec arrêt électromagnétique. *La lumière électrique*, t. XXXVI, p. 348. — Libert. Disjonction électrique instantanée entre l'excentrique et la tige du tiroir pour la préservation des accidents. *Ibidem*, t. XXVI, p. 290).

nécessaire (*desmodromique*, suivant l'expression consacrée) de celui de la machine. Il en est indépendant, et continue à s'accomplir dans le même temps, si l'on vient à ralentir celle-ci, car il obéit uniquement aux lois de la pesanteur ou de l'élasticité.

Il existe du reste entre ces deux dernières influences une différence importante. La pesanteur comporte, pour le cas du vide, une loi de vitesse bien déterminée qu'il est impossible de dépasser, et dont on ne peut que se rapprocher de plus en plus, en écartant autant que possible l'influence de l'air par l'emploi de poids considérables. A cette limite, l'espace parcouru verticalement a pour valeur immuable $\frac{1}{2} gt^2$, et la vitesse gt. Mais leur influence relative sera fort différente, suivant qu'elle interviendra dans des machines lentes ou très rapides. Suffisante dans un cas, elle peut devenir illusoire dans l'autre [1]. Il n'en est pas de même pour l'élasticité, car l'on dispose alors d'un coefficient qui est spécial au ressort employé, et que l'on peut augmenter au besoin, en bandant davantage des appareils plus énergiques.

Il ne faut pas craindre d'ajouter cependant que les ressorts eux-mêmes sont exposés à devenir insuffisants avec les allures excessives que l'on atteint aujourd'hui [2], principalement pour la conduite des dynamos. Aussi une réaction visible s'est-elle opérée sur ce point dans les tendances des constructeurs en faveur des distributions desmodromiques.

658 — Dans le même ordre d'idées, on a employé directement la vapeur pour actionner les tiroirs [3]. Comme rien n'empêche d'admettre sa pression sur des pistons distributeurs aussi larges

(1) M. Boulvin, en calculant les effets d'une distribution desmodromique pour des allures encore modérées de 70 tours par minute, a montré que la fermeture des lumières s'y accomplissait en $\frac{1}{131}$ de seconde. Or dans cet intervalle de temps, la pesanteur ne peut déterminer qu'une chute de $0^m,0003$ qui serait insignifiante pour l'effet à obtenir (Boulvin. Étude sur la machine Hertay. *Annales de l'association des ingénieurs sortis des Écoles de Gand*).

(2) Des allures de 300 tours par minute se rencontrent journellement. M. Bonjour en réalise de 1800 tours. Nous ne parlons pas en ce moment des chiffres gigantesques relatifs au turbo-moteur (n° 854), dont le fonctionnement repose sur d'autres principes.

(3) Voy. n° 734.

que l'on voudra, et d'une masse relativement faible, on peut réaliser ainsi des accélérations très notables et des distributions d'une extrême rapidité. C'est au point que l'on se voit obligé d'amortir le choc de ces pistons par l'interposition de tampons de vapeur.

A cet effet, un tiroir mû par les moyens ordinaires vient, au moment voulu, déterminer l'échappement de la vapeur qui se trouve statiquement derrière l'une des faces du piston distributeur. Celui-ci, subitement déséquilibré, se précipite dans le vide ainsi produit. Mais, à l'échappement, succède presque aussitôt de la part du tiroir une phase de compression, qui amortit la fin de cette petite course.

659 — *Tiroir à grille.* — Un second moyen de réduire l'importance des premiers instants du découvrement, ou des derniers moments de la fermeture, consiste à profiter plus efficacement des déplacements ***linéaires*** du distributeur pour ouvrir des débouchés aussi étendus que possible ***en surface***. C'est le principe des ***ouvertures multiples*** effectuées simultanément par le même organe.

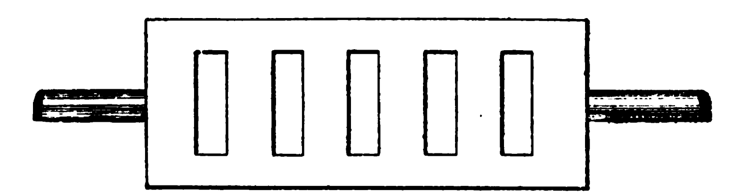


Fig. 374. — Tiroir à grille (figure schématique).

Imaginons, pour fixer le langage en parlant des tiroirs, car le même artifice s'étend aux robinets et aux soupapes (nº 802), que la glace fixe, au lieu de présenter comme ci-dessus un simple orifice rectangulaire, affecte la forme d'une grille percée de n ouvertures égales entre elles. Le ***tiroir à grille*** (fig. 374) est disposé de la même manière. Lorsque ses parties pleines se trouvent superposées aux vides de la glace, le passage est intercepté. Si on le déplace d'une petite quantité à partir de l'affleurement rigoureux des bords correspondants, il ouvre, non plus une seule fenêtre comme dans le cas ordinaire, mais n fenêtres de même largeur, et par suite ***un***

débouché total n *fois plus grand à tout instant* (1). Il est donc clair que l'on sortira plus rapidement de la région des résistances excessives, pour entrer dans celle des ouvertures plus notables (2).

660 — *Tiroirs de Trick, de Ehrhard, de Hanrez.* — Certaines dispositions plus complexes rappellent l'application du même principe, en offrant à la vapeur plusieurs canaux d'introduction, qui se démasquent tous ensemble pour se déverser dans la lumière d'admission.

Avec le tiroir de Trick (3), la glace fixe présente une légère surélé-

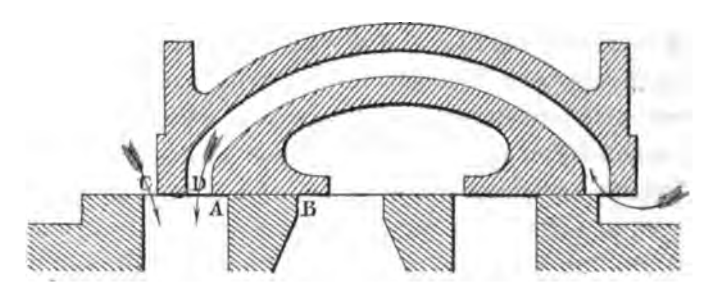


Fig. 375. — Tiroir de Trick (coupe longitudinale).

vation (fig. 375), dans l'étendue de laquelle sont pratiqués les trois orifices fondamentaux. Le tiroir est creux, et traversé par un canal intérieur qui relie ensemble les parties extrêmes de ses portées inférieures. Lorsqu'il démasque d'une petite quantité par son bord extrême la lumière de gauche, il vient présenter un débouché égal, au delà du seuil de droite. La vapeur s'y précipite donc en dessous, en même temps que par le découvert de gauche, et la sec-

(1) On a parfois poussé à l'extrême l'application de ce principe, d'après la valeur donnée à *n* (Tiroir Craig et Motion, *Annales industrielles*, 18 juin 1885, p. 241).

(2) *The engineer*, 1879, p. 222. — Dans le même ordre d'idées, on a employé des orifices triangulaires ou trapézoïdaux, que le tiroir découvre en commençant par leur plus plus grande largeur, de manière à assurer aux premiers instants une plus grande efficacité pour la création d'une surface libre d'écoulement; celle-ci n'ayant plus besoin, vers la fin, de recevoir des accroissements aussi importants pour un même déplacement linéaire du tiroir.

(3) Volkmar. Sur les perfectionnements à introduire dans les distributions à un seul tiroir. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, 1868.

tion offerte à son écoulement se trouve à chaque instant doublée.

On peut adresser à cette ingénieuse disposition le reproche, du reste peu important, d'allonger le tiroir, en augmentant d'autant la pression qu'il supporte, ainsi que les inconvénients correspondants ([1]). Il faut en effet, dans les conditions ordinaires, que l'intervalle AB qui sépare, dans la glace, la lumière et l'échappement, soit assez long pour que la course du tiroir ([2]) ne puisse jamais amener le bord C au delà de B; sans quoi la chaudière se viderait dans l'atmosphère. Avec le dispositif actuel, il suffirait pour pro-

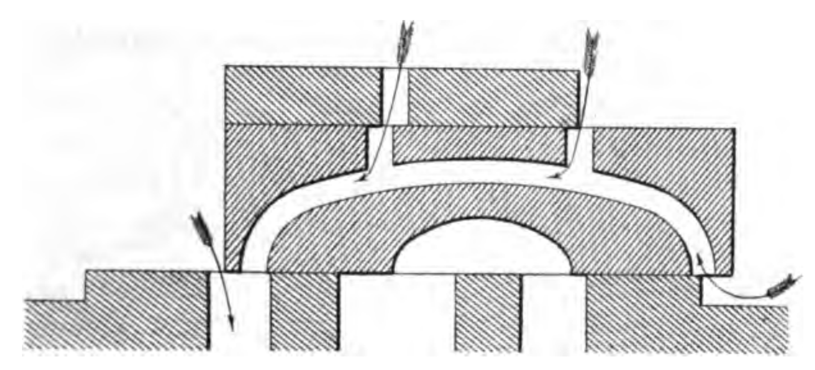


Fig. 376. — Tiroir de Hanrez (coupe longitudinale).

duire ce résultat, que le point D atteignît le bord B. On sera donc limité à une moindre élongation; ou bien, si l'on veut au contraire conserver la même excursion, il faudra employer une plus grande portée AB, et la longueur du tiroir s'accroîtra, en raison de la symétrie, du double de cet appoint.

Dans le tiroir d'Erhard ([3]), les deux parties AB et CD du tiroir (fig. 375) sont indépendantes l'une de l'autre, en se recouvrant mutuellement. Cette dernière obéit seule à l'excentrique de commande pour déterminer l'admission ou la détente. Elle vient, en temps voulu, heurter et déplacer la portion AB, qui provoque l'échappement.

([1]) Voy. n° 685.

([2]) Quand on la fait varier en vue de modifier la détente et la puissance du moteur, ainsi que nous l'expliquerons plus loin (n° 674).

([3]) Buchetti. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 18.

Dans le tiroir de Hanrez ([1]), on présente à la fois à la vapeur quatre débouchés (fig. 376). Ce sont d'abord les deux passages propres au système de Trick. On dispose en outre au-dessus de lui un ciel fixe, percé d'un orifice en son milieu. Le tiroir présente lui-même, sur sa face supérieure, deux lumières qui débouchent dans le canal intérieur. Le bord supérieur de droite et l'orifice central donnent ainsi passage à deux nouveaux courants de vapeur, qui se précipitent avec les premiers dans la lumière d'admission de la glace fixe.

Le *tiroir à double orifice* (fig. 377) présente un double débouché pour chacune des deux lumières qui conduisent aux extrémités du

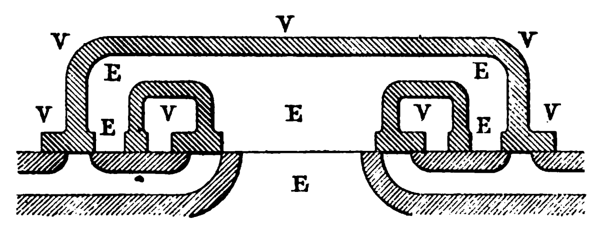


Fig. 377. — Tiroir à double lumière (coupe longitudinale).

cylindre. On a fait venir de fonte, avec la coquille extérieure, deux coquilles subordonnées, à l'intérieur desquelles la vapeur se trouve admise en V, tout comme à l'extérieur de la première. Un déplacement linéaire du système démasque donc à la fois deux introductions pour le fluide. Il en est de même pour le phénomène de l'échappement dans la région E, lequel s'opère simultanément par deux issues distinctes; circonstance que ne réalisent pas les types précédents, et dont nous reconnaîtrons plus loin (n° 668) toute la valeur. Ce tiroir, fréquemment employé dans la marine, présente l'inconvénient d'offrir d'assez grandes surfaces refroidissantes, mises en rapport d'un côté avec la vapeur et de l'autre avec le condenseur ([2]).

([1]) Armengaud. *Publication industrielle*, t. IX, 1857, p. 463. — Libert. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. II, p. 114.

([2]) On peut encore citer dans le même ordre d'idées le tiroir d'Ancora (*Dingler's Polytechnisches Journal*, t. 22, cahier 6; celui de Bréval (Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 374) ; et le tiroir de Thorn (*Engineering*, 1885, 1er sem., p. 485).

§ 2

DÉTENTE — ESPACE LIBRE

661 — *Détente pratique.* — La détente est l'effort progressivement décroissant qu'exerce la vapeur une fois séparée du générateur et confinée derrière le piston. Nous avons vu [1] que l'idéal théorique à cet égard est la *détente complète*, poussée jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur. Mais, en pratique, divers motifs s'opposent à ce que l'expansion doive être conduite aussi loin [2]. Chaque type de machines possède à cet égard une limite de détente qui lui est propre pour obtenir le rendement maximum [3].

La courbe de détente, en s'abaissant vers l'axe des abscisses, communique au diagramme une forme en pointe, d'après laquelle l'aire s'accroît peu vers la fin, quand l'abscisse continue encore à augmenter. On recueille donc peu de travail moteur par le fait d'un allongement excessif du parcours, c'est-à-dire du cylindre lui-même. Or une telle exagération, indépendamment de ce qu'elle accroît les frais de premier établissement et l'encombrement, augmente les pertes dues au rayonnement, à la conductibilité, au défaut d'adiabaticité, au frottement, etc.

[1] Tome I, p. 810.

[2] Résal. Limite pratique de la détente (*Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, t. LXXXII, p. 647. — *Limite inférieure que l'on doit attribuer à l'admission*, 1876). — Ledieu. Loi de la détente pratique des machines à vapeur. *Comptes rendus des séances de l'Académie des sciences*, t. LXXX, p. 1199; LXXXI, 928. — Ledoux. Emploi de la détente dans les machines d'extraction. *Annales des mines*, septembre-octobre 1879. — Autier. *Exposé d'un système de moteur à détente très prolongée*, in-8°, 1871. — Hirn. *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur*, t. II, p. 130. — Hallauer. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*. 1879, p. 273. — Pasquier. Étude des machines à vapeur. *Annales des ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Louvain*, 1882, p. 95. — Delafond. *Essais effectués sur une machine Corliss aux usines du Creusot*, § V, 2°. — *Notes* de M. Gustave Richard au Manuel de la machine à vapeur de Rankine, p. 727. — Thurston. On the Ratio of Expansion at maximum Efficiency. *Journal of Franklin Institute*, mai 1881. — Dennis Marks. The most economical point of cut-off. *Ibidem*, juin 1880, février 1882, décembre 1883, février 1884. — Charles Emery. *Engineering*, 1875, p. 177. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 61, 64.

[3] En général, dans le rapport de l'unité à 5 ou 6 pour les pressions de 6 ou 7 kilogrammes, et de 8 à 12 pour celles de 11 à 13 kilogrammes.

Ainsi donc la présence de l'espace nuisible a pour résultat de rendre moins accentué le degré géométrique de détente, et d'éloigner par conséquent de la détente complète qui forme l'idéal théorique du rendement. Si au contraire on tient à maintenir un degré déterminé de détente, il faudra pour cela pousser plus loin le piston, en augmentant la longueur totale du cylindre. De toutes les manières donc, il se produit de ce chef un inconvénient, qui a valu à l'espace libre l'épithète de *nuisible* [1].

664 — Il est d'ailleurs nécessaire d'établir à ce sujet une distinction fondamentale, en ce qui concerne l'influence de la compression sur les résultats dus à l'espace mort.

Supposons en premier lieu l'absence complète de cette phase [2]. Au moment où la lumière va commencer à se démasquer, comme elle est complètement vide, il faudra fournir une quantité de vapeur suffisante pour remplir tout l'espace libre, avant d'arriver à combler de même le volume progressivement engendré par le piston. Ce dernier seul correspond à une production de travail de pleine pression, mesuré par le produit du chemin que parcourt cet organe et de l'effort que la vapeur exerce sur lui en l'accompagnant dans son mouvement. De là une perte qui se reproduira pour chaque course, et qui sera ainsi proportionnelle à la durée de la marche.

Il est juste d'ajouter que cette perte d'effet utile reste limitée à la phase de pleine pression. Une fois la période de détente commencée, tout le fluide emprisonné travaille à la fois par son expansion: aussi bien le supplément en question que la cylindrée proprement dite.

665 — Plaçons-nous maintenant dans des conditions diamétralement opposées: celles de la *compression parfaite*. Nous suppo-

(1) M. de Fréminville a insisté sur cette cause d'insuccès des premières tentatives de détentes prolongées, avant les progrès accomplis par la construction qui ont diminué dans des proportions considérables l'importance de l'espace mort (De Fréminville. *Essai sur les machines compound*, in-4°).

(2) Il est bien vrai que la compression ne saurait être annulée dans la distribution basée sur l'emploi du tiroir unique. Mais j'ai eu soin d'avertir que nous étendons ici cette discussion à des dispositifs quelconques.

serons pour cela que l'on ait coupé l'échappement en un tel point, que ce qui reste alors de vapeur raréfiée devant le piston, à la tension du condenseur, arrive à régénérer exactement celle de la chaudière par son refoulement dans l'espace libre.

S'il en est ainsi, l'on n'aura plus à fournir à chaque course la quantité de vapeur destinée à remplir ce volume. Celle-ci restera perpétuellement en roulement, et servira d'intermédiaire, lors du passage au point mort, pour établir la continuité entre la chambre à vapeur et la face motrice du piston.

Suivons par la pensée, pendant la phase de détente, ce stock spécial de vapeur, distinctement de la cylindrée proprement dite. Il se détend et se comprime successivement pour son propre compte, en produisant et détruisant alternativement une même quantité de travail; si l'on suppose, pour plus de simplicité, que sa loi de compression reproduise exactement, mais en sens inverse, celle de la détente, quelle que soit cette dernière ([1]).

D'autre part la cylindrée proprement dite accomplit sa propre expansion; et il suffit de supposer que l'on ait déterminé les dimensions de manière à la pousser au degré de détente qui a été assigné à l'avance, en donnant au cylindre le supplément de longueur nécessaire pour permettre la dilatation distincte du stock

(1) Pourvu que l'on suppose également la détente complète, de même que nous avons admis déjà la compression parfaite; double condition nécessaire pour que la transformation puisse être réversible (t. I, p. 609), afin que le stock fluide se mette, sans phénomène brusque, en communication de pression avec la chaudière et le condenseur.

Cette petite provision de vapeur joue ainsi un rôle semblable à celui des plaques de caoutchouc que Bianchi avait adaptées à l'intérieur de sa pompe pneumatique, de manière que le piston s'y imprimât en fin de course, pour être ensuite repoussé. On supprime ainsi tout intervalle entre cet organe et le fond du cylindre, sans production ni perte de travail. Il y a toutefois entre les deux cas cette différence que la détente et la compression d'un solide sont mieux déterminées que celles d'un fluide aériforme; ce qui nous a obligés à laisser dépendre la démonstration précédente d'une hypothèse. Mais c'est évidemment la plus simple ; et si, dans la pratique, elle peut subir certaines perturbations, celles-ci ne sauraient aller jusqu'à infirmer la portée de la conclusion générale qui se dégage de ces explications, à savoir l'atténuation des effets nuisibles de l'espace libre par l'emploi de la compression.

Puisque je viens de citer le procédé ingénieux employé par Bianchi pour diminuer l'espace mort, à la vérité, dans des appareils autres que la machine à vapeur, je rappellerai également l'artifice analogue que nous avons déjà rencontré dans la pompe Fixary (t. I, p. 888), à l'intérieur de laquelle un bain d'huile, refoulé par le jeu du piston, reflue dans les divers interstices de l'espace libre pour en annihiler les effets nuisibles

affecté à l'espace mort. Ce dernier n'offre donc plus dans ce cas aucun inconvénient (¹).

666 — *Tiroirs solidaires*. — L'un des éléments de l'espace

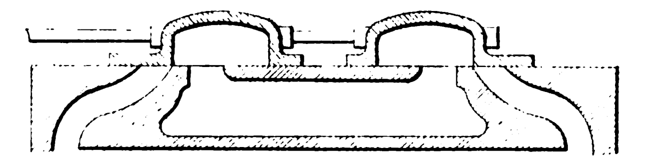


Fig. 378. — Tiroirs solidaires (coupe longitudinale).

nuisible est constitué par les lumières pratiquées dans l'épaisseur de la paroi, en vue de relier la chambre à vapeur ainsi que la cavité du tiroir avec les extrémités du cylindre. Pour les réduire au minimum irréductible, qui serait la traversée normale du métal, il faudrait que le tiroir fût plus long que le cylindre; ce qui exagérerait au delà de toute mesure la pression qu'il supporte. On a tourné la difficulté par l'emploi des *tiroirs solidaires* (²).

On désigne ainsi deux tiroirs distincts (fig. 378),

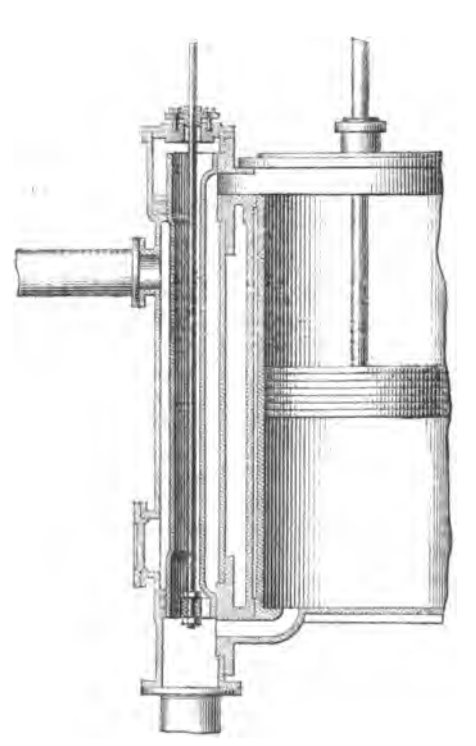


Fig. 379. — Tiroir en D (coupe longitudinale).

(¹) Ce théorème a été établi analytiquement par Zeuner, et vérifié expérimentalement par Hallauer (Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 83).

(²) La même préoccupation a conduit certains constructeurs à loger dans les fonds du cylindre les robinets ou les soupapes de distribution.

dont chacun représente en principe la moitié du tiroir unique. On les relie entre eux à l'aide d'une tige qui est immergée dans la vapeur, et ne supporte de sa part aucun effort résultant. A la vérité, le conduit d'échappement se trouve alors allongé de tout ce que l'on a gagné sur les lumières d'admission; mais cette circonstance n'exerce aucune espèce d'influence.

Un dispositif analogue avait été employé par Watt dans le *tiroir en D* (fig. 379). Les lumières y sont directement normales, et placées aux deux extrémités du cylindre. Le tiroir est creux, et le canal pratiqué à son intérieur sert à mettre en relation ses deux extrémités.

§ 3

ÉCHAPPEMENT ANTICIPÉ

667 — Au premier abord, l'échappement anticipé semble offrir cet inconvénient gratuit de détruire prématurément la vapeur, sans lui permettre de travailler sur le piston jusqu'au fond de course, comme elle pourrait sans cela le faire encore. Mais ce serait là mal poser la question. En réalité, l'on a fait travailler la vapeur autant qu'on a jugé à propos de le lui demander, en calculant la distribution en vue de réaliser le degré de détente que l'on a considéré comme le plus profitable *a priori*. Sous ce rapport, il n'y a aucun mécompte. Tout au plus peut-on trouver ici un défaut d'un autre ordre, tenant à l'encombrement et aux inconvénients qui en sont corrélatifs, en raison du supplément de longueur que l'on doit donner au cylindre, afin d'y loger le développement de cette dernière phase.

Mais cette période est loin d'être par elle même sans utilité réelle pour le rendement. Si elle n'existait pas, et que l'évacuation ne s'ouvrît qu'en arrivant rigoureusement au point mort, comme la chute de pression ne pourrait s'effectuer dans un temps nul, le piston rencontrerait, pour les débuts de sa course rétrograde, une résistance importante due à une contrepression dont la valeur décroissante commencerait par la tension finale de la détente, et

non par celle du condenseur, comme il arrive lorsqu'on a donné à la vapeur le temps de traverser préalablement cette chute de pression [1].

Cette utilité accessoire ne doit pas toutefois dégénérer en exagération [2]. Nous avons expliqué déjà comment cette préoccupation a conduit à introduire le recouvrement intérieur (n° 630), et avec quelle extrême réserve cependant on use de ce moyen détourné.

§ 4

ÉCHAPPEMENT PROPREMENT DIT

668 — On doit, pour l'échappement comme dans l'admission, éviter l'étranglement. Nous répéterons en effet que le passage du fluide par d'étroits orifices nécessite une différence de pression. On devrait donc conserver dans le cylindre une tension sensiblement supérieure à celle du condenseur, laquelle est déterminée; et par là on opposerait gratuitement au mouvement du piston une résistance nuisible.

Il est en outre nécessaire d'ajouter que cet inconvénient n'admettrait pas la compensation théorique que nous avons reconnue pour le cas de l'admission (n° 653). En effet, le degré de surchauffe ainsi réalisé irait se perdre directement dans le condenseur [3].

Il peut sembler difficile au premier abord de diminuer l'un des deux étranglements plus que l'autre, puisque la même lumière nous a servi jusqu'ici pour effectuer alternativement l'admission et l'évacuation. Il est cependant aisé d'y parvenir de la manière suivante. Représentons par AB, A'B' (fig. 380) les lumières de largeur l, qui

[1] Cet inconvénient disparaîtrait à la vérité avec la détente complète, mais nous avons expliqué (n° 661) que ce type abstrait ne se réalise pas dans l'application.

[2] On peut atteindre, et même dépasser 1 0/0 de la course (Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 8).

[3] On doit faire exception pour le cas des machines compound, où la vapeur d'échappement des divers cylindres, à l'exception du dernier, constitue l'alimentation du cylindre suivant.

sont démasquées par une élongation du tiroir égale à l'excentricité $l + r$. Enlevons d'autre part le métal sur une épaisseur BC, B'C' le long du bord interne de ces lumières. Le tiroir ne découvrant que AB, l'admission reste placée dans les mêmes conditions. Mais l'échappement s'effectue maintenant par toute la largeur A'C', et non plus seulement par A'B'.

Il va sans dire que l'on avance ainsi le commencement de l'échappement anticipé, qui ne coïncide plus avec celui de la compression sur la face opposée. Il y a là dès lors une balance à observer entre

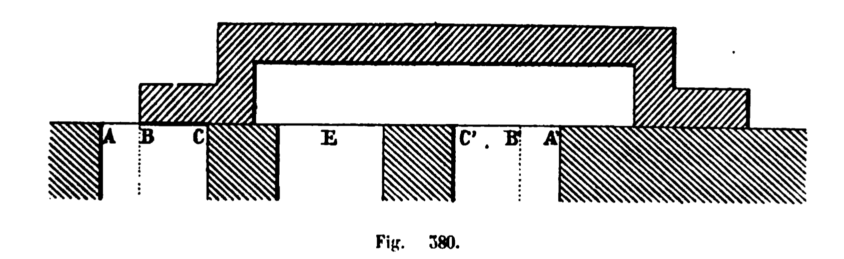


Fig. 380.

les avantages et les inconvénients inhérents aux points de vue précédents.

Il convient d'ajouter du reste que cette modification concerne moins une distribution ordinaire à détente fixe, telle que celle que nous avons envisagée jusqu'ici, que les systèmes à détente variable qui formeront l'objet du chapitre XXXIX, et dans lesquels la lumière d'admission se trouve plus ou moins démasquée, tout en laissant à l'évacuation la totalité de la largeur.

Dans certaines machines, la question se résout encore plus simplement, en affectant des conduits distincts à l'admission et à l'échappement (1). On y trouve en outre cet avantage caractéristique de maintenir chacun d'eux dans des conditions de température plus constantes, et de diminuer ainsi l'importance des condensations. On donne alors en général aux lumières d'admission une section

(1) MM. Lencauchez et Durant couduisent les tiroirs correspondants à l'aide d'une même coulisse de Stephenson, qui renferme les deux coulisseaux. Les deux bielles de commande sont reliées entre elles par des entretoises de connexion, et déplacées simultanément par le même arbre de changement de marche (*Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, juin 1890, p. 85).

comprise entre $\frac{1}{14}$ et $\frac{1}{25}$ de celle du piston, et à celles d'échappement $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{15}$ (1).

§ 5

COMPRESSION

669 — De même que pour l'échappement anticipé, l'on pourrait être tenté au premier abord de considérer la compression comme nuisible, puisqu'elle crée devant le piston une force résistante qui contrebalance pour une partie l'effort moteur développé sur la face opposée. Mais il est facile de lui reconnaître au contraire un grand nombre d'avantages importants (2).

Nous en avons déjà rencontré un (n° 665), relatif à l'atténuation que la compression apporte aux effets nuisibles de l'espace libre.

On remarquera en outre qu'en l'absence de cette reconstitution de la pression dans l'espace mort, la vapeur se précipiterait dans ce vide avec une vitesse énorme, au premier instant du démasquement (3). Or, c'est d'après son carré que se mesurent les pertes de charge. En outre, le fluide ainsi lancé viendra se briser contre le piston en tournoyant et produisant des remous, avant de retrouver l'équilibre avec lequel il serait désirable de le voir agir (4). Ces divers inconvénients disparaîtront si, en vertu d'une compression parfaite, l'atmosphère de la chambre de vapeur trouve à son contact un

(1) Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, p. 13.

(2) Hallauer. Compression de la vapeur (*Revue industrielle des mines et de la métallurgie*, 1875, t. I, p. 628. — Compression dans les espaces nuisibles. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, octobre 1874; février, avril 1875; janvier 1883). — Hillereau. De la compression de la vapeur dans les espaces nuisibles. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'Arts et Métiers*, février 1883, p. 24. — Trasenster. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1874, t. II, p. 389. — Deprez. Influence de la distribution sur le rendement des machines à vapeur. *Ibidem*, 1874. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1875, p. 11. — Cornut. *Étude géométrique des principales distributions dans les machines fixes*, in-8°. — Mac Farlane Gray. *Institution of naval Architects*, 1874.

(3) Voy. t. I, p. 805.

(4) M. Werdknecht fait embrasser toute la circonférence du cylindre par l'orifice d'introduction, afin d'atténuer par cette symétrie la tendance aux tourbillonnements.

milieu identique à elle-même dès le démasquement de l'orifice. La vitesse du piston étant insensible au point mort, tout le système se met alors en mouvement d'une manière parfaitement continue. On développera donc le travail complet (1), toujours plus économique que le travail incomplet.

Dans la pratique, il en est de la compression parfaite comme de la détente complète (2); des motifs accessoires empêchent d'adopter complètement ce desideratum théorique. Mais les études expérimentales sont moins avancées pour la détermination de la compression la plus avantageuse dans chaque type de machines, que pour celle de la détente pratique. Lorsqu'on se la sera fixée, un peu arbitrairement dans chaque cas, il suffira de connaître le volume de l'espace mort pour savoir à quel moment l'on devra couper l'échappement.

La compression atténue en partie l'effet des fuites. La tendance de la vapeur à passer autour du piston se règle en effet d'après la différence des pressions qui règnent sur les deux faces. Comme d'ailleurs il est difficile de s'apercevoir directement des fuites, il est intéressant de s'assurer *a priori* contre elles.

Cette phase contribue à diminuer le refroidissement du métal, et à le réchauffer avant l'admission ultérieure, ce qui réduit d'autant les condensations. Si cette action calorifique s'efface comme importance devant celle qui est due à la chemise de vapeur, il convient pourtant de remarquer qu'elle se trouve particulièrement bien placée en fin de course, immédiatement avant l'admission, et avec une durée qui se trouve prolongée par la lenteur du piston dans cette région. Enfin il est plus direct de réchauffer la paroi par l'intérieur que par l'extérieur.

La compression rend un grand service en ralentissant le piston, et en contribuant à l'arrêter aux points morts. On soulage ainsi l'élasticité de la tige, qui est chargée de le ramener en arrière, bien qu'il soit lancé en avant (3).

(1) Voy. t. I, p. 392.

(2) On ne saurait dans tous les cas la réaliser pratiquement qu'avec l'échappement direct, en debors de l'emploi du condenseur, ou pour le passage d'un cylindre à l'autre dans les machines compound.

(3) D'une manière générale, les forces d'inertie qui résultent des accélérations positives ou négatives, inséparables des changements de sens fréquemment répétés, absorbent

En raison de tels avantages, un grand nombre de constructeurs insistent dans le sens de la compression. Autrefois limitée à 10 ou 20 % de la longueur de la course, elle atteint parfois jusqu'à 50 % (1).

670 — A côté de cette utilité, il faut cependant signaler quelques inconvénients.

En premier lieu, la phase de compression conduit à augmenter l'importance du volant, car elle introduit un travail négatif qui ne peut qu'exagérer l'irrégularité de la période.

A puissance égale, l'appareil coûtera plus cher pour une compression plus forte, puisqu'il faudra donner pour cela au cylindre un supplément d'étendue.

On la considère comme spécialement fâcheuse pour les moteurs qu'il est indispensable d'avoir bien en main, en vue de manœuvres délicates, par exemple dans les machines d'extraction des mines. C'est au point que l'on y supprime souvent la détente elle-même, comme cause d'affaiblissement du travail positif, dans une certaine partie de la manœuvre. Or, la compression introduit en outre dans l'ensemble un terme négatif.

On peut faire une remarque analogue pour la conduite des locomotives. En approchant d'une gare, le mécanicien coupe la vapeur à l'aide du régulateur, pour laisser amortir la force vive de son train; mais il commence par mettre la distribution en pleine pression, ou

une partie de l'effort moteur et ne transmettent que la différence, ou inversement viennent s'ajouter à la force réelle. Elles n'ont jamais pour effet de créer ou d'anéantir du travail, mais elles en modifient la répartition dans un sens favorable ou nuisible.

En outre, les pièces doivent être calculées en raison du maximum des efforts qu'elles sont appelées à supporter; d'où une dépense exagérée, un excès de poids inutile, un frottement correspondant.

Pour ces motifs, la considération des forces d'inertie commence à préoccuper d'une manière spéciale les constructeurs, en raison des vitesses croissantes que l'on aborde aujourd'hui. Dans certains ateliers, on scrute leur influence à l'aide de tracés spéciaux, que l'on appelle *diagrammes d'inertie* (Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 259. — Faiveley. Étude des effets d'inertie développés dans les machines à vapeur. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'Arts et Métiers*, mai 1888, p. 549). Il est donc naturel d'attacher de l'importance, comme nous venons de le faire à l'occasion de la compression, aux influences qui tendent à contrebalancer ces forces d'inertie.

(1) Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 10. — Delafond. *Essais effectués sur une machine Corliss au Creusot.*

à faible détente[1]. En effet, la compression dure pendant le même temps que cette dernière. On la réduit donc par ce procédé, ce qui est important; car, à défaut de la vapeur, dont l'arrivée se trouve interceptée, c'est l'air qui joue dans les cylindres; et il risquerait par sa tension de faire claquer les tiroirs, qui n'ont plus pour les maintenir contre leurs glaces la pression de la chaudière sur leurs faces supérieures.

Pour prévenir tout à la fois ce genre d'inconvénient et celui d'une compression de vapeur exagérée, ou d'un coup d'eau dans le cylindre, capable de faire sauter les fonds, on a proposé l'emploi d'une soupape spéciale de sûreté[2].

On remarquera soigneusement l'opposition qui ressort des appréciations précédentes : *utilité de la durée* de la compression, au point de vue du réchauffement prolongé des surfaces[3]; *inconvénient de son intensité*, dans la crainte de faire sauter le tiroir. C'est là une question d'espace libre[4]. Il ne faut pas oublier d'ailleurs que l'équilibre de cet organe s'établit, non pas simplement en vertu de l'égalité des tensions par unité de surface qui s'exercent au-dessus et au-dessous, mais en multipliant ces dernières respectivement par leurs aires d'action, estimées en projection sur le plan de la glace. Or la pression de la chaudière, même affaiblie par l'étranglement et la valve, s'étend sur la totalité du dos du tiroir, tandis que l'atmosphère intérieure agit seulement sur la bande qui recouvre l'orifice de la lumière.

§ 6

ADMISSION ANTICIPÉE

671 — *Admission anticipée.* — Les excès de compression trou-

(1) A l'aide du mécanisme de la détente variable, dont l'étude fera l'objet du chapitre suivant.

(2) Soupapes Normand (Buchetti. *Machines à vapeur de l'Exposition de* 1889, p. 31).

(3) Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 87, 89.

Les longues compressions se rencontrent surtout dans les machines à condenseur, en raison de la faible tension de la vapeur pendant l'évacuation.

(4) Sous ce rapport, on peut remarquer que la distribution par tiroir unique, si elle expose à une durée parfois excessive de la compression, présente en même temps un espace libre important, en raison de la longueur de ses lumières.

vent au besoin leur remède dans l'avance à l'admission. En l'absence de ce correctif, s'il venait à se produire dans l'espace libre une compression dépassant la tension du générateur, elle ferait, au moment du démasquement, refluer dans la chambre à vapeur le fluide trop comprimé, et ce ne serait qu'ensuite que celui-ci reprendrait le mouvement inverse pour accompagner le piston. De là une incertitude nuisible dans l'action motrice. Si au contraire la lumière s'ouvre pendant un temps très court avant le retour du piston, cet intervalle suffit pour l'accomplissement de ces phénomènes irréguliers, et la course se trouve préparée dans des conditions normales.

Dans le cas même où la compression serait insuffisante, ou même nulle, les perturbations inévitables, de sens contraire à ces dernières, se développent de même pendant ces courts instants. Il reste entendu toutefois que l'avance à l'admission laisse alors subsister les pertes d'effet utile résultant du choc et des tourbillonnements que la compression a pour but de supprimer; elle ne peut qu'en diminuer le retentissement sur les premiers instants de la production du travail moteur.

Ajoutons enfin, pour motiver l'introduction de cette avance, que si la coïncidence du découvrement et du point mort avait été calculée rigoureusement pour des pièces neuves, l'usure, en déterminant des *temps perdus*, amènerait un *retard à l'admission* qui serait des plus préjudiciables, et qui ne peut trouver son remède préventif que si l'on introduit nettement une avance à l'admission.

672 — *Conclusion.* — Nous résumerons cette discussion au moyen de la figure 381. On a marqué sur son bord supérieur, qui représente la course directe : le commencement de l'admission en A, celui de la détente en B, et celui de l'échappement anticipé en C. Sur le côté inférieur, correspondant à la course rétrograde, se trouvent en D le commencement de l'échappement proprement dit, en E celui de la compression, et en F celui de l'admission anticipée.

Si les organes de distribution effectuaient leur mouvement dans un temps nul, et si néanmoins l'écoulement de la vapeur était infi-

niment lent, s'opérant sans pertes de charge, on obtiendrait comme diagramme représentatif : en *ab* la pleine pression, en *bc* la détente, en *cc'* la chute instantanée de pression produite par l'ouverture de l'évacuation, en *c'd* l'échappement anticipé, en *de* (qui se confond avec *c'd* sur une partie de sa longueur) l'échappement proprement dit, en *ef* la compression, en *ff'* le rétablissement brusque de la pression produit par l'ouverture de l'admission, en *f'a* l'admission anticipée (confondue sur l'alignement de *ab*).

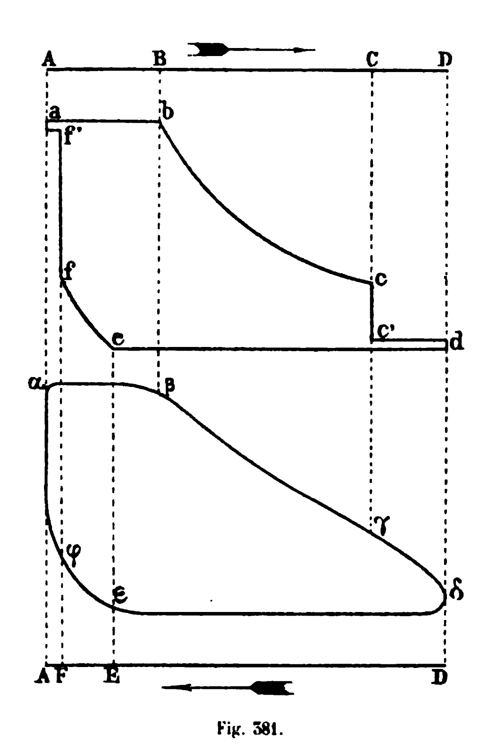


Fig. 381.

Dans les conditions de la réalité, pour lesquelles les ouvertures et fermetures commencent un peu avant ou finissent un peu après l'instant théorique, et avec les pertes de pression dues aux vitesses d'écoulement, les contours du tracé s'arrondissent et se dépriment. Cet effet est d'ailleurs plus marqué en *b* qu'en *a*, attendu que la vitesse du piston est nulle au commencement de l'admission et notable à la fin. La vapeur doit donc prendre alors une allure plus rapide pour remplir l'espace engendré, et la perte de charge en est augmentée. La chute de pression est également amortie en *c* par la petitesse de l'orifice d'échappement, qui ne permet pas un dégorgement rapide.

On obtient ainsi des diagrammes plus ou moins analogues à $\alpha\beta\gamma\delta\varepsilon\varphi$. L'indicateur de Watt, dont nous parlerons à la fin de ce Cours, fournit automatiquement ces graphiques, qui servent à juger le bon fonctionnement d'un moteur. Un coup d'œil expéri-

menté ne s'y trompe pas, et distingue tout de suite ce que les ingénieurs appellent de beaux diagrammes.

673 — Comme conclusion de cette discussion, et sauf à anticiper pour certains points sur les chapitres suivants, nous pouvons formuler de la manière suivante les principales conditions du bon fonctionnement d'un moteur à vapeur (1) : pression élevée; surchauffe dans la mesure réalisable; chemise de vapeur et enveloppe isolante; longue détente, souvent effectuée dans plusieurs cylindres successifs (2); distribution desmodromique; régulateur puissant mais sensible, prompt et précis (3); faibles espaces nuisibles; compression notable; avance à l'échappement; organes de mouvement alternatif équilibrés; suppression des chocs; précision des ajustages; exécution soignée; formes rationnelles; matériaux de choix; graissage continu et perfectionné (4).

(1) Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*. Traduction par Hirsch, t. II, p. 249.
(2) Voy. chap. XLVIII.
(3) Voy. chap. L.
(4) Voy. chap. LII.

CHAPITRE XXXIX

DÉTENTE VARIABLE — CHANGEMENT DE MARCHE

—

§ 1

GÉNÉRALITÉS

674 — *Détente variable.* — Nous avons considéré jusqu'ici la détente comme un élément essentiellement fixe. Mais il devient souvent nécessaire de la faire varier.

Envisageons par exemple une locomotive qui traîne un convoi en palier. Pour s'engager en rampe sans trop perdre de sa vitesse, il lui faut déployer dans un même temps un supplément de travail, afin de vaincre celui de la gravité. On devra donc faire fonctionner, pour chaque tour de roue, une plus grande quantité du fluide moteur qui est dépositaire de l'énergie.

Un premier moyen d'y parvenir consiste à augmenter sa densité, en rendant de la pression à l'aide de la valve (n° 582), si celle-ci étranglait auparavant la vapeur. On use en effet de cette ressource, mais seulement pour de faibles variations ; et même dans ces conditions, on préfère ordinairement maintenir la tension motrice en allongeant la période d'introduction, avec raccourcissement des deux autres, et notamment de la détente [1].

[1] Pasquier. Étude de la machine à vapeur (*Annales de l'Union des Écoles de Louvain*, 1882, p. 98). — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction par de Billy, p. 54. — Hallauer. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1879. — Keller. *Ibidem*. — Garnier. Moteur à action directe à double effet et à détente variable. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2ᵉ série, t. V, p. 403. — Machine à

Si au contraire le train aborde une pente descendante, la pesanteur venant en aide au mouvement, le mécanicien n'a plus besoin d'autant de travail : il allonge la détente, et raccourcit l'admission.

Des circonstances analogues peuvent se présenter avec les machines fixes. Il arrivera, par exemple, que, dans un atelier, on embraie ou que l'on débraie une partie des outils ou des métiers actionnés par l'arbre de couche; que, pour une machine d'épuisement de mines, la venue d'eau vienne à varier; que, dans une machine d'extraction, on commence par démarrer l'enlevage en créant une force vive considérable, sauf à n'avoir plus ensuite qu'à entretenir uniformément un travail égal à celui de la pesanteur, etc.

Pour changer la détente, dont la durée est mesurée par l'avance angulaire α (n° 628), il faut pouvoir modifier ce paramètre. Or, il dépend de l et r (éq. 11, p. 83), et le recouvrement r constitue évidemment un élément immuable. C'est donc l qu'il s'agit de rendre variable à volonté. A la vérité l'on pourrait objecter que la largeur de la lumière est aussi un élément déterminé. Mais il importe de faire remarquer que l ne représente pas précisément dans le calcul ci-dessus l'évidement qui a été opéré dans la glace, mais le *démasquement en grand* effectué par le tiroir à son maximum d'élongation. Or, rien n'empêche que celui-ci se transporte au delà des limites de la lumière après qu'il l'a découverte en entier, ou bien qu'au contraire, il n'en ouvre qu'une partie ([1]).

Concluons donc que la ressource qu'il s'agit en ce moment de mettre à la disposition du mécanicien pour réaliser la *détente variable* consiste dans la possibilité de *modifier à volonté la course du tiroir*.

675 — *Cran d'arrêt.* — Mais avant d'en rechercher les moyens, il y a lieu de montrer que d'autres manœuvres encore se

détente variable Thiollier et Macabiès. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1881, p. 87. — Chodzko. *Sur un nouvel appareil de changement de marche.* — Schmidt (*Theorie der Dampfmaschinen*. Prague 1861, p. 236. — *Dingler's Journal*, 1880, p. 238).

([1]) Comme nous l'avons précisément imaginé dans les explications du n° 668.

rattachent étroitement à ce problème, à savoir le cran d'arrêt, et le changement de marche.

L'expression de *cran d'arrêt* ne doit pas être considérée comme synonyme de l'immobilité de la machine. Elle embrasse également certains intervalles pendant lesquels le mécanisme continue à jouer, mais sans qu'on lui fournisse de fluide moteur. C'est ainsi par exemple qu'un train déjà lancé peut continuer à progresser de lui-même sur une pente suffisante par l'influence de la pesanteur, ou même en palier en raison de la vitesse acquise. De même une machine fixe peut fonctionner pendant un certain nombre de tours en vertu de la force vive accumulée dans ses organes, et particulièrement dans le volant.

A la vérité, quand il s'agit d'interrompre l'arrivée de la vapeur, on dispose de la valve, et l'on s'en sert en effet dans ce but. Mais, outre qu'elle ferme ordinairement d'une manière peu hermétique, on peut désirer trouver dans la distribution elle-même, sans avoir besoin de recourir à un organe étranger, le moyen d'empêcher l'accès de la vapeur dans le cylindre, tout en laissant jouer les pièces.

Avec le tiroir normal, ce desideratum nécessiterait l'immobilité de la distribution dans sa position normale. Mais quand on emploie le tiroir à recouvrement, la condition n'est plus aussi restrictive. Il suffit que l'excursion soit assez réduite pour que l'élongation du tiroir n'atteigne pas la valeur du recouvrement. De cette manière la lumière ne sera jamais démasquée, et le fluide, bien que présent dans la chambre à vapeur si on veut continuer à l'y admettre, ne pourra s'introduire dans le cylindre.

La solution de cette seconde question se trouve donc encore, comme pour la précédente, dans la recherche des moyens qui permettront de faire varier la course du tiroir ([1]).

676 — *Changement de marche.* — Un troisième problème

([1]) Ajoutons à ce propos que lorsqu'il s'agit, non plus de *marcher au cran d'arrêt*, comme il vient d'être expliqué, mais de *maintenir la machine immobile*, il est bon d'accumuler une série de précautions pour éviter qu'un incident malencontreux ne provoque intempestivement la mise en marche. Après avoir mis la distribution au cran d'arrêt, on ferme le régulateur, on engage le frein, et même parfois on le cale avec une vis qui s'oppose à toute manœuvre fortuite de cet organe.

fondamental est celui du *changement de marche.* Certains moteurs fonctionnent toujours dans le même sens, mais la plupart doivent pouvoir réaliser à volonté la *marche en avant* ou la *marche en arrière.* Le groupe entier des locomotives, celui des machines de navigation, les moteurs d'extraction, etc., en sont les exemples les plus importants.

Cette question est compliquée, et demande des explications détaillées. Nous envisagerons pour cela successivement trois cas distincts : 1° une machine fixe que l'on veut faire partir du repos, soit dans un sens, soit dans l'autre, à volonté; 2° une machine fixe déjà lancée, que l'on a besoin d'arrêter et de faire repartir sans interruption dans le sens contraire; 3° une locomotive sur laquelle on veut exécuter cette même manœuvre.

Envisageons en premier lieu une machine fixe au repos. Le piston s'est arrêté sur une certaine position. Si l'on demandait dans quel sens il y est parvenu, il serait possible de répondre à cette question en examinant la situation du tiroir. Il est clair en effet que celui-ci occupe dans l'appareil deux positions bien distinctes suivant les cas. Supposons, pour fixer les idées, le piston près du fond de course de gauche, et en train d'effectuer sa course directe vers la droite. Le tiroir découvre alors la lumière de gauche, afin d'admettre la vapeur de ce côté. Lorsque le piston repasse par cette même situation en revenant de la droite, le tiroir doit au contraire mettre cette face en communication avec le condenseur, ou l'isoler pour la compression. Si, en laissant le tiroir à la position qu'il occupe dans la machine au repos, on vient à rendre la vapeur au moyen du régulateur, il est bien clair que le piston reprendra dans le même sens sa marche interrompue. Mais si dans l'intervalle on a réussi, par quelque moyen que nous n'examinerons pas en ce moment, à transposer le tiroir dans sa situation conjuguée, les choses se trouvant alors disposées comme si le mouvement qui a été laissé en suspens appartenait à la marche inverse, c'est celle-ci qui prendra naissance au moment de l'ouverture de la valve. Le résultat cherché sera donc obtenu.

677 — Comme second cas, nous envisagerons une machine

(autre qu'une locomotive) actuellement en mouvement, et dont on veut renverser la marche.

Effectuons par la pensée, dans un temps très court, la transposition du tiroir dont il vient d'être question. Les choses se trouveront alors disposées comme elles devraient l'être pour distribuer la vapeur en vue de la course inverse; et cependant cette marche ne saurait se substituer instantanément à la précédente. L'inertie s'y oppose. Mais la force vive acquise par le mécanisme, et principalement par le volant, diminuera progressivement. En effet, au lieu que la distribution fournisse comme à l'ordinaire la vapeur sur la face motrice du piston, en dégageant le côté opposé; c'est sur la face résistante que nous appliquons maintenant l'effort, et en arrière que nous faisons le vide. Les forces actives joignant ainsi leur interversion aux résistantes passives, qui travaillent comme toujours dans le sens opposé au mouvement, l'allure va tomber rapidement. Cette phase porte le nom de *marche à contre-vapeur*. On dit également que le mécanicien *oppose la vapeur*, qu'il *renverse la vapeur*, qu'il *bat contre-vapeur*.

Lorsque la vitesse finit par s'annuler dans toutes les parties de ce système à liaison complète, on se trouve, pour un seul instant, dans la situation qui vient d'être envisagée tout à l'heure, d'une machine arrêtée depuis un temps quelconque, à laquelle on rend la vapeur, après avoir profité de cet intervalle pour effectuer le renversement de la distribution. Ici la durée du repos est nulle et ne permettrait pas d'exécuter la manœuvre; mais celle-ci a été réalisée depuis quelque temps déjà, et tout est prêt pour que la machine reparte à contre-sens, avec une force vive dorénavant croissante.

678 — Envisageons enfin le troisième cas, celui d'une locomotive en marche directe avec le train qu'elle remorque. Le mécanicien renverse brusquement la distribution. Examinons ce qui va se passer.

Pas plus que dans le cas précédent, l'ensemble ne saurait rebrousser chemin subitement. La force vive acquise ne le permet pas; mais il y a lieu, pour plus de clarté, d'opérer dans sa valeur totale une distinction essentielle. On sait que la force vive d'un sys-

tème quelconque peut toujours être considérée comme la somme de deux autres : 1° celle du mouvement de translation qui animerait tout l'ensemble avec des vitesses égales et parallèles à celle du centre de gravité; 2° la force vive du mouvement relatif à cet entraînement fictif. Nous devons comprendre dans cette seconde catégorie la rotation de toutes les roues du train et de leurs essieux, ainsi que le mouvement propre des pièces du mécanisme : pistons, bielles, excentriques, coulisses, contre-poids, etc., par rapport au châssis de la locomotive qui est emporté parallèlement aux rails.

L'énergie diminue dans chacune de ces deux parties. Mais, comme les masses en mouvement relatif sont incomparablement moindres que celle du reste du train, c'est la force vive de ce mouvement qui disparaîtra la première, tandis que celle de la progression d'ensemble subsistera encore. Lorsque cette première phase de marche à contre-vapeur sera éteinte, un observateur emporté dans la translation générale se trouverait précisément dans les conditions qui viennent analysées pour le second cas. Nous devons donc nous attendre, si rien de nouveau n'intervient dans la question, à voir se produire le même résultat, et le mécanisme s'ébranler dans le sens opposé. Examinons dans quelles conditions pourrait s'effectuer un tel mouvement.

Tandis que toute la masse en translation poursuit sa marche, simplement ralentie, et que les roues des wagons, ainsi que celles de la locomotive qui ne sont pas couplées, continuent à tourner dans le même sens qu'auparavant, les roues motrices ou couplées, qui sont solidaires du mécanisme, renversent comme lui leur mouvement de rotation. On verra donc ces dernières frotter sur le rail, par cette giration inverse de celle qui devrait accompagner le roulement (¹). De là une résistance spéciale, qui s'ajoute aux précédentes pour amortir la force vive encore plus activement que pendant la première phase. Le train finira donc par s'arrêter; ce sera le terme de la seconde phase.

A cet instant, comme la distribution se trouve déjà disposée pour la marche en arrière, qu'elle est sous vapeur, et que les roues

(¹) On peut comparer ce mouvement à celui de la brosse tournante des balayeuses mécaniques à cheval de la voirie de Paris.

motrices tournent déjà dans ce sens, le train leur obéira et se mettra à reculer.

679 — *Marche à contre-vapeur.* — Mais, dans la pratique, il est très rare que les choses se passent ainsi. On a soin de substituer, pour la seconde phase, un fonctionnement différent, qui constitue la *marche normale à contre-vapeur* (1).

Il y aurait en effet un grand inconvénient à faire frotter ainsi à contre-sens sur les rails les roues motrices, dont on doit ménager soigneusement les bandages, tant au point de vue de l'usure géométrique que de l'échauffement. La première période nous présentait un fonctionnement beaucoup mieux entendu à titre de frein. Elle constitue en effet une pompe de compression dans laquelle le travail moteur du piston s'emploie à refouler la vapeur au sein de la chaudière. L'énergie s'y change en chaleur, ce qui est sans inconvénient, puisque le générateur a été précisément construit en vue de servir de réservoir de calorique, ce qui n'est en aucune façon le rôle des roues motrices.

Or il est possible, au moyen d'un artifice très simple, de faire persister pendant la seconde phase le premier type de fonctionnement de la contre-vapeur; en l'y employant à éteindre la force vive de translation, de la même manière qu'elle a déjà, dans la première période, détruit celle du mouvement relatif. Il suffit pour cela de ne pas dépasser, pour la vapeur admise, un certain degré de puissance, ainsi que nous allons l'expliquer.

(1) Le Châtelier (*Mémoire sur la marche à contre-vapeur*, 1869. — *Supplément au mémoire sur la marche à contre-vapeur*, 1869). — Ricour. Rapport sur les inconvénients des freins ordinaires et sur l'emploi régulier de la contre-vapeur (*Annales des Mines*, 6e série, t. X, p. 141. — *Annales des Ponts et Chaussées*, mars 1869). — Combes (*Étude sur la machine à vapeur*, p. 42 et 123. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 15 juillet 1869). — Couche (*Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 427 à 489. — Des locomotives très puissantes et à petite vitesse. *Annales des Mines*, 5e série, t. VI, p. 395). — Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 170. — Pochet. *Nouvelle mécanique industrielle*, p. 322. — Beugniot. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. XXX, p. 497. — Armengaud. *Publication industrielle*, t. XIX. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard. p. 739. — Dombre. Note sur l'application rationnelle de la contre-vapeur à l'équilibre des machines d'extraction. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. IV, p. 805.

Pour plus de clarté, imaginons d'abord une locomotive au repos, appuyée contre des tampons d'arrêt, et fournissons-lui une petite quantité de vapeur. Arrêté par l'obstacle, le véhicule ne peut se porter en avant. Si donc on contraint les roues à tourner, elles devront patiner sur place. Mais la faible puissance mise en jeu, estimée à la jante d'après les rapports de vitesses virtuelles, est trop faible pour y vaincre la résistance qu'opposerait le frottement de glissement. Le seul résultat sera donc d'exercer sur les tampons une certaine pression; laquelle ira en croissant, si nous augmentons progressivement la tension de la vapeur. Enfin viendra le moment où l'équilibre sera rompu, et où la roue se mettra à tourner en glissant sur le rail. La vapeur consommée s'emploiera dès lors à fournir un travail égal à celui de ce frottement, sans produire d'accélération, si elle reste exactement dosée à ce degré.

Les choses se passeront de même pendant la marche du train. L'adhérence de la roue sur le rail ne diffère pas alors [1] de celle qui se développait tout à l'heure au repos. Si donc le mécanicien a soin d'allonger la détente, de manière à ne fournir par tour de roue qu'une quantité insuffisante de travail, cet état de choses ne pourra prendre naissance. La roue continuera à rouler en avant, et l'on conservera la marche proprement dite à contre-vapeur, avec laquelle la destruction de force vive se consomme dans le générateur sous forme de production de chaleur, en dégageant les bandages de cette mission nuisible. On arrivera ainsi sans encombre jusqu'à l'annihilation complète de l'énergie, après quoi le train se mettra à reculer.

680 — Cette modification présente un autre avantage d'une grande importance. Si la roue motrice tourne à contre-sens, tandis que le mécanisme moteur et celui de la distribution marchent dans un sens corrélatif, c'est, comme nous venons de le voir, au prix d'un effort vaincu considérable, qui se transmet (sauf les rapports de vitesses virtuelles) dans toutes les parties de l'appareil. Cette force peut devenir irrésistible, en cas d'un grippement des surfaces métalliques, lequel a précisément tendance à se produire,

[1] Si nous négligeons les effets secondaires, pour plus de simplicité.

comme nous le verrons bientôt (n° 682), en raison de la destruction des enduits. Le levier de changement de marche qui se trouve placé sous la main du mécanicien en reçoit donc sa part, et le cran dans lequel est engagé son loquet se trouve fortement comprimé. Si celui-ci vient à l'échapper, le levier sera vivement rejeté vers la position compatible avec la marche contraire, dont la suppression a précisément donné naissance à cet effort anormal. De là un choc violent que le machiniste risque de recevoir à la tête ou dans la poitrine [1]. Aussi ces hommes, instruits de ce danger, ne se servaient-ils de cette ressource à l'origine qu'avec la plus grande appréhension. On ne l'utilise aujourd'hui que pour le cas d'un danger imminent, dans lequel il devient nécessaire de s'arrêter sur le plus petit parcours possible, en opposant la vapeur avec toute l'énergie dont elle est susceptible, en même temps que l'on engage à bloc tous les freins.

681 — Mais il y a plus encore; et la marche à contre-vapeur, telle qu'elle vient d'être définie, est journellement employée, non plus pour réduire à zéro, dans un parcours limité, la force vive d'un train, mais pour le laisser progresser indéfiniment sur une pente, en détruisant progressivement le travail de la pesanteur, qui déterminerait sans cela une accélération permanente. On pourrait assurément trouver dans les sabots des freins l'influence antagoniste nécessaire; mais ce serait encore au prix d'une usure et d'un échauffement abusifs, qu'il est bon de leur éviter.

On peut citer également dans l'exploitation des mines quelques cas analogues, fort rares du reste, où l'on opère la descente verticale des bois et autres matériaux à l'aide de la machine d'extraction conduite en contre-vapeur.

Lorsque l'emploi de cette allure exceptionnelle prend ainsi un caractère normal et durable, il devient nécessaire de lui apporter un perfectionnement extrêmement ingénieux appelé *tube d'inversion*, avant l'introduction duquel on se heurtait dans la pratique à des obstacles à peu près insurmontables.

[1] On peut consulter pour ce danger le mémoire sur la contre-vapeur de Le Châtelier, p. 28.

682 — *Tube d'inversion.* — On doit remarquer que dans ce régime, tout se trouve interverti. On aspire par l'échappement, et l'on refoule par la conduite d'amenée jusque dans la chaudière. Or on a soin, dans les locomotives, de placer l'évacuation au pied de la cheminée par laquelle s'échappent les gaz brûlés du foyer. On trouve à cette disposition l'avantage de venir en aide au tirage pendant l'allure ordinaire, au moyen des bouffées puissantes que produit l'échappement de la vapeur à chaque course.

Avec la marche à contre-vapeur, ce sera donc l'air chaud qui viendra remplir le cylindre; et la compression qu'il y subit ne pourra qu'en élever encore la température. Dans ces conditions, il oxyde le métal et brûle les graisses, dont la destruction provoquera des grippements. La carbonisation des presse-étoupes et des joints détermine des pertes de vapeur. Cet air arrive dans la chaudière, où il ne saurait se liquéfier. Il entrave le jeu du Giffard [1]. Il fait souffler les soupapes de sûreté. Ajoutons que les gaz brûlés sont loin d'être purs, et qu'ils amènent avec eux dans le cylindre des cendres et des escarbilles qui l'encrassent et rayent ses parois.

Le Châtelier a imaginé un artifice remarquable par sa simplicité [2], en vue de parer à ces difficultés. Il consiste uniquement à établir un conduit muni d'un robinet, et destiné à faire communiquer la chaudière avec la base de la cheminée, au point d'insertion de l'échappement. On l'appelle *tube d'inversion* ou *tube Le Châtelier*. Imaginons que l'on ouvre peu à peu la communication, en envoyant de la vapeur au pied de la cheminée. Elle y prendra la place des gaz chauds, qu'elle refoulera loin des abords de l'échappement. C'est donc elle qui sera aspirée à leur place à l'intérieur du cylindre. Dès lors l'obstacle se trouve écarté, et ce fluide ira se liquéfier par la compression dans le générateur.

Mais il y a plus. En vue de diminuer la température, qui n'en reste pas moins fort élevée, puisque le travail de la gravité se

(1) Appareil d'alimentation dont il sera question plus tard.

(2) M. Ricour, inspecteur général des Ponts et Chaussées, travaillait de son côté dans cette voie. Quelques autres personnes, parmi lesquelles M. Larpent, chef de dépôt, y ont également, à des degrés très divers, pris une certaine part. Toutefois l'opinion publique a sanctionné pour cette belle découverte la prééminence des titres de Le Châtelier, inspecteur général des Mines.

transforme incessamment en chaleur, l'on fournit de préférence par le tube d'inversion un mélange de vapeur et d'eau liquide, et même le plus souvent de l'eau seulement. Celle-ci, attirée par la succion qui s'opère dans le cylindre, s'y volatilise sous l'influence de cette chute de pression, en absorbant pour cela des calories, de manière à rafraîchir les surfaces, en préservant le métal et ses enduits.

683 — On a imaginé de réaliser la contre-vapeur, non plus en renversant le tiroir, suivant l'ordre d'idées que nous avons développé uniquement jusqu'ici, mais en intervertissant le jeu des fluides. Dans la contre-vapeur Krauss [1], à l'aide d'une tuyauterie et d'une robinetterie convenablement disposées, on se met en mesure de fournir, au moment voulu, la vapeur à l'orifice d'évacuation, en interrompant la communication de la chaudière avec la boîte à vapeur, et reliant cette dernière au condenseur ou à l'atmosphère extérieure. Dans ces conditions, un mouvement toujours identique du mécanisme de distribution déterminera, suivant la volonté du mécanicien, des fonctions motrices ou résistantes à l'intérieur du cylindre.

On peut citer de même les freins de vapeur de Landsée [2] et de Linde [3].

M. Roirant a proposé un moyen du même genre. Il emploie deux tiroirs qui sont réglés, l'un pour la marche en avant, et l'autre pour la marche en arrière. Ils jouent constamment tous les deux sur leurs glaces. Mais le déplacement d'une plaque entre ces dernières permet, suivant la volonté du mécanicien, de condamner l'une et de dégager l'autre, en déterminant ainsi alternativement le fonctionnement dans le sens voulu.

[1] *Bulletin de l'Association des anciens Élèves de l'École des Mines de Paris*, janvier-février 1869. — Le Châtelier, *Mémoire sur la marche à contre-vapeur*, p. 113. — Linde. *Sur les freins à vapeur de Krauss*, Munich, 1866.

[2] Landsée. *Mémoire sur les différentes méthodes employées pour modérer les vitesses des trains sur les pentes, et en particulier sur le frein à vapeur*. Mulhouse, 1867.

[3] Linde. *Ueber einige Methoden zum Bremsen der Locomotiven insbesondere ueber die Dampfrepressionsbremse*. Munich, 1868.

MARCHE NORMALE

	FACE GAUCHE	FACE DROITE	
FACE D'AMONT	A — *Admission proprem^t dite,* Chaudière, Piston fuyant.	D_1 — *Échappement propr^t dit,*	FACE D'AVAL
	B — *Détente,* Isolement, Piston fuyant.	*Idem.*	
	C — *Échappement anticipé,* Cheminée, Piston fuyant,	E_1 — *Compression.*	
	Idem.	F_1 — *Admission anticipée.*	
FACE D'AVAL	D — *Échappement propr^t dit,* Cheminée, Piston foulant,	A_1 — *Admission propr^t dite,*	FACE D'AMONT
	Idem.	B_1 — *Détente.*	
	E — *Compression.* Isolement, Piston foulant.	C_1 — *Échappement anticipé,*	
	F — *Admission anticipée,* Chaudière, Piston foulant.	*Idem.*	

CONTRE-VAPEUR

	FACE GAUCHE			FACE DROITE	
FACE D'AMONT	F′ — *Pleine pression (courte)*, Chaudière, Piston fuyant.	+	—	C'_1 — *Échappement*,	FACE D'AVAL
	E′ — *Détente*, Isolement, Piston fuyant.	±	—	*Idem*.	
	D′ — *Aspiration des gaz*, Cheminée, Piston fuyant,	—	—	B'_1 — *Compression*.	
	Idem.	—	—	A'_1 — *Contre-vapeur (longue)*.	
FACE D'AVAL	C′ — *Échappement*, Cheminée, Piston foulant,	—	+	F'_1 — *Pleine pression (courte)*.	FACE D'AMONT
	Idem.	—	±	E'_1 — *Détente*.	
	B′ — *Compression*, Isolement, Piston foulant.	—	—	D'_1 — *Aspiration des gaz*,	
	A′ — *Contre-vapeur (longue)*, Chaudière, Piston foulant.	—	—	*Idem*.	

684 — *Phases de la contre-vapeur.* — Il ne sera pas inutile de faire ressortir le parallélisme des phases respectives de la contre-vapeur et de la marche ordinaire. On le trouve dans les deux tableaux précédents [1].

Le premier concerne la marche normale. Sa première colonne se rapporte à l'une des faces du piston, que nous appellerons la face gauche. Dans la première course simple, celle-ci joue le rôle de face d'amont; pendant la seconde, elle devient face d'aval. Les trois phases fondamentales de la première période sont désignées par les lettres A, B, C; celles de la seconde par D, E, F. La seconde colonne met en regard des phénomènes qui s'accomplissent sur la face gauche, les circonstances simultanées qui règnent du côté opposé. On y retrouve naturellement les six phases précédentes, mais dans un ordre différent. Il commence par la période D_1, E_1, F_1 caractéristique de la face d'aval. Vient ensuite la série A_1, B_1, C_1 relative au rôle d'amont. Les détails inscrits dans la première colonne concernent trois ordres d'indications : d'abord la fonction qu'accomplit le fluide (admission, détente, etc.); en second lieu, l'isolement, ou le genre de communication (chaudière ou cheminée) que réalise la lumière; enfin le sens du mouvement du piston par rapport au fluide (fuyant ou foulant). Ces détails ne sont pas reproduits dans la seconde colonne; c'était inutile, les lettres de renvoi suffisent à cet égard.

Le second tableau est relatif à la contre-vapeur. Il se déduit du premier à l'aide des transformations suivantes : 1° L'ordre des communications que fournit la lumière est directement interverti. A la série A, B, C, D, E, F, se substitue l'ordre F', E', D', C', B', A'. 2° Les indications *face d'amont* et *piston fuyant*, qui caractérisaient A, B, C, appartiennent maintenant à F', E', D'; et réciproquement les expressions *face d'aval* et *piston foulant* passent de D, E, F à C', B', A'. 3° Les fonctions nouvelles du fluide qui remplit le cylindre se déduisent immédiatement des deux éléments précédents : à savoir, le genre de communication, et le sens fuyant ou foulant du

[1] Nous y avons supposé l'absence de recouvrement intérieur, qui constitue le cas le plus ordinaire. Les complications spéciales dues à cet élément dépasseraient l'utilité que nous avons ici en vue.

piston. 4° Quant aux lettres affectées de l'indice 1 qui se trouvent inscrites dans la seconde colonne, elles gardent avec les précédentes la même correspondance que dans le premier tableau. 5° Le signe algébrique qui se trouve placé au milieu de la page indique la nature du travail, moteur ou résistant.

On reconnaît immédiatement que le travail négatif l'emporte de beaucoup. Le travail moteur ne provient que de la courte *admission motrice* qui se substitue à l'*admission anticipée résistante* de la marche ordinaire, ainsi que des premiers instants de la détente de cette petite provision de vapeur. On trouve donc une plus grande homogénéité d'action dans la marche à contre-vapeur que dans l'allure normale. Elle joue son rôle de frein avec plus de netteté que cette dernière n'accomplit sa fonction de moteur. Nous verrons cependant plus tard (n° 712) que c'est avec moins d'intensité, en ce qui concerne le total de kilogrammètres réalisé.

§ 2

PRESSION SUR LE DOS DU TIROIR

685 — *Effets de la pression dorsale.* — Les développements qui précèdent ne font, malgré leur étendue, que poser le problème. Les moyens de solution restent à trouver. Nous savons du moins avec précision quel est le but à atteindre. Pour faire varier la détente, comme pour réaliser en particulier la marche au cran d'arrêt. il s'agit de nous mettre en mesure d'augmenter ou de diminuer à volonté la course du tiroir. Pour renverser la marche, nous avons besoin de pouvoir transporter brusquement celui-ci d'une position quelconque à sa situation conjuguée.

Avant d'aborder l'étude effective des organes qui permettent d'obtenir ces résultats, il sera, je pense, utile, pour mieux connaître le terrain, de commencer par étudier en elle-même la difficulté la plus sérieuse qui s'oppose à leur jeu, à savoir la *pression sur le dos du tiroir* ou *pression dorsale*, et le frottement qui en résulte.

On désigne sous ce nom la résultante de toutes les pressions qui

sollicitent à la fois cet organe. Sa surface extérieure subit directement la tension de la chaudière diminuée des pertes de charge, accidentelles ou voulues, qui sont dues à la canalisation, à la valve, au détendeur. En dessous, le tiroir supporte, à l'intérieur de la coquille, la pression du condenseur, ou celle de l'air extérieur selon les cas, et, suivant les phases de la distribution, la tension de la détente ou de la compression sous ses recouvrements sur une surface égale à la section des lumières, ou encore celle de l'admission ou de l'échappement sous les zones qui recouvrent une partie de ces dernières.

Il n'est pas besoin d'insister sur le double intérêt qui s'attache à la diminution du frottement correspondant. Il constitue en effet tout à la fois un obstacle grave à la promptitude des manœuvres que doit effectuer accidentellement le bras du mécanicien en surmontant cet obstacle, pour la production des mouvements exceptionnels dont nous avons parlé, et en outre une perte constante d'effet utile, pendant le mouvement normal des pièces du mécanisme.

Toutefois il reste à cet égard une certaine mesure à observer. Il ne serait pas bon de laisser le tiroir flottant sur sa glace. Cet état de choses compromettrait l'étanchéité, et les moindres influences accessoires suffiraient pour déterminer des ballottements nuisibles à la précision de la distribution. Dans certains cas même, on prend soin de s'assurer contre les défaillances de la pression dorsale, en arc-boutant le tiroir contre le ciel de la boîte à vapeur, à l'aide de ressorts qui permettent le glissement, tout en s'opposant au soulèvement.

Ajoutons encore qu'en vue de la possibilité d'un tel soulèvement dans des cas extrêmes, et en prévision de l'usure des surfaces, on ne doit pas assembler le tiroir d'une manière absolument rigide à l'extrémité de sa tige.

686 — *Moyens d'atténuer la pression dorsale.* — Pour atténuer le travail résistant du tiroir, on peut s'y prendre de deux manières, en s'appliquant à réduire soit la force de frottement, soit l'espace parcouru.

Quant à ce dernier mode, le point essentiel sera, tout en diminuant par rapport au chemin décrit par la main du mécanicien, l'excursion maximum du tiroir, à laquelle ce travail reste proportionnel, de s'attacher à ne pas nuire à la vitesse *initiale* de démasquement, dont nous avons reconnu l'intérêt tout spécial au point de vue du laminage (n° 656). Bien que ce premier ordre d'idées ne soit pas le plus important, je citerai tout au moins comme exemple la transmission d'Allan (fig. 382).

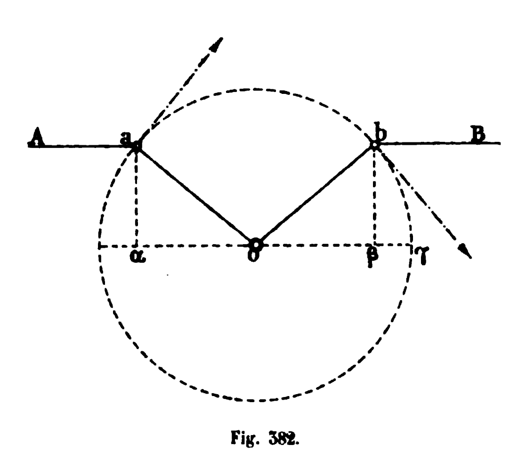


Fig. 382.

La tige AB est interrompue par un varlet aOb. La commande directe s'exerce sur Aa, et c'est bB qui actionne le tiroir. Les articulations a et b possédant au premier instant des vitesses égales, inclinées de la même manière sur la direction du mouvement, leurs composantes longitudinales auront la même valeur, et rien ne sera altéré dans le régime des premiers moments. Mais le parcours total sera sensiblement diminué. Tandis que celui de la commande est égal à Oα, pour amener le système de la situation AaObB (fig. 382) à la position A$'a'o'b'$B$'$ (fig. 383), qui correspond au maximum d'élongation, celui du tiroir est $\beta\gamma$, et le rapport de ces deux parcours a pour valeur :

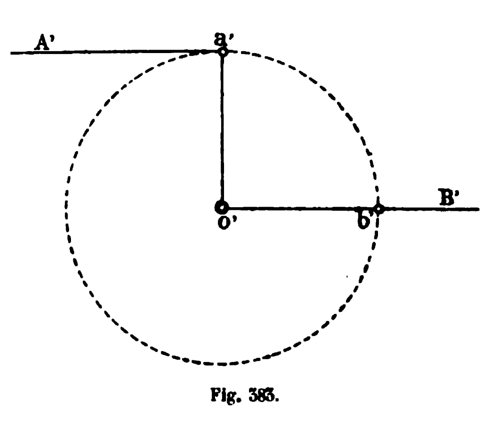


Fig. 383.

$$\frac{\beta\gamma}{0\alpha} = \frac{1 - \cos 45^\circ}{\cos 45^\circ} = \sqrt{2} - 1 = 0,41\,;$$

d'où une réduction d'environ 60 %.

687 — L'autre moyen consiste à diminuer l'intensité du frottement [1], dont l'expression fN renferme deux facteurs. On peut en premier lieu s'attacher à restreindre le coefficient de frottement f [2], en soignant particulièrement le graissage. Nous consacrerons à cet ordre de préoccupations, envisagé d'une manière générale, la totalité du chapitre LII.

On a même essayé, dans les locomotives de Grant, de substituer au glissement le roulement, qui provoque beaucoup moins de résistance. Le tiroir est alors porté par de petites roulettes engagées dans des espèces d'ornières. On les construit en acier, tandis que la glace est en métal mou. Au début, on laisse à dessein leur diamètre un peu trop faible, de manière à commencer par un glissement. La glace s'use rapidement sur une petite épaisseur, et les galets arrivent alors au contact. A partir de ce moment, il s'établit une sorte d'équilibre extrêmement délicat. Les galets roulent en supprimant tout frottement sur le métal tendre, sans quoi celui-ci s'userait sous cette influence, et la pression mutuelle disparaîtrait. On conserve cependant une adhérence géométrique suffisante pour l'étanchéité, car le métal ne saurait s'user au delà du contact précis, le diamètre des galets empêchant le tiroir de l'y suivre pour effectuer cette usure. On ne peut refuser de voir dans cette combinaison une idée ingénieuse, mais dont l'application pratique ne semble pas s'être répandue.

688 — On peut, en second lieu, s'attacher à diminuer l'effort normal N, c'est-à-dire précisément la pression dorsale. En simplifiant par approximation la définition exacte qui en a été donnée ci-des-

(1) Frottement des tiroirs des machines à vapeur. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, avril 1887, p. 638.

(2) Le coefficient f peut varier pratiquement depuis 0,05 pour un frottement très doux avec un graissage soigné, jusqu'à 0,20 dans des conditions très défavorables.

sus (n° 685), nous pouvons la considérer comme égale au produit de la tension de vapeur par la projection du tiroir sur sa glace ([1]). La première doit être considérée comme déterminée par des considérations plus importantes. Quant à la seconde, nous avons déjà souligné à plusieurs reprises (nos 633 et 666) l'intérêt qui s'attache à en restreindre autant que possible les dimensions.

On est même parvenu à la supprimer entièrement par l'introduction du dispositif appelé *tiroir à piston* ([2]). Ce distributeur (fig. 584) se trouve entouré dans toute son étendue de ceintures complètes, solides ou fluides ([3]). Les parties obturatrices fonctionnent comme des pistons dans des gaines alésées. Elles sont reliées l'une à l'autre par une tringle complètement immergée au sein d'un milieu qui se trouve à la tension de l'échappement. La vapeur est admise dans les deux compartiments extrêmes ([4]).

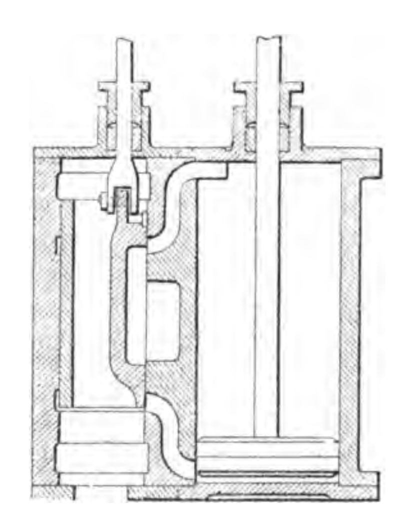


Fig. 584. — Tiroir à piston Jobin (coupe longitudinale).

Le tiroir à piston fournit donc théoriquement une solution radicale. Malheureusement l'usure en compromet l'efficacité, en exposant à des fuites. On s'est donc bien souvent rabattu sur des demi-mesures, en ayant recours à l'emploi des tiroirs équilibrés, eux-mêmes assez sujets à caution.

([1]) Projection *algébrique* dans laquelle on soustrait les portions de surface sollicitées par dessous, comme dans le tiroir à piston et les tiroirs équilibrés dont nous allons parler à l'instant.

([2]) Fortin. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'Arts et Métiers*, octobre 1889, p. 592. — Ricour. Tiroir cylindrique équilibré. *Annales des Ponts et Chaussées*, septembre 1865, p. 510. — Piston distributeur Gräbner Möller. *Revue technique des inventions modernes*, octobre 1889, p. 7. — Tiroirs à piston de Jobin, d'Erhardt, de Zimmermann.

([3]) De manière à réaliser une projection algébrique nulle.

([4]) Ce fonctionnement présente des rapprochements évidents avec celui du tiroir en D de Watt (n° 666), et avec la distribution de la machine à colonne d'eau (t. I, p. 322).

689 — On se contente, avec les *tiroirs équilibrés*, de diminuer, sans l'annuler complètement, la pression sur le dos du tiroir.

Dans un premier type (fig. 385), on surmonte la boîte à vapeur

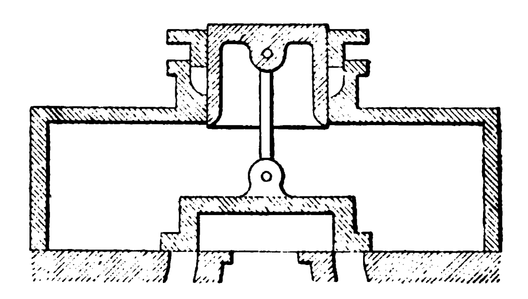


Fig. 385. — Tiroir équilibré (coupe longitudinale).

d'une sorte de cheminée, le long de laquelle se meut un piston, sollicité par la pression sur sa face inférieure et relié par une bielle au sommet du tiroir, dont l'adhérence sur la glace se trouve soulagée par cet effort antagoniste.

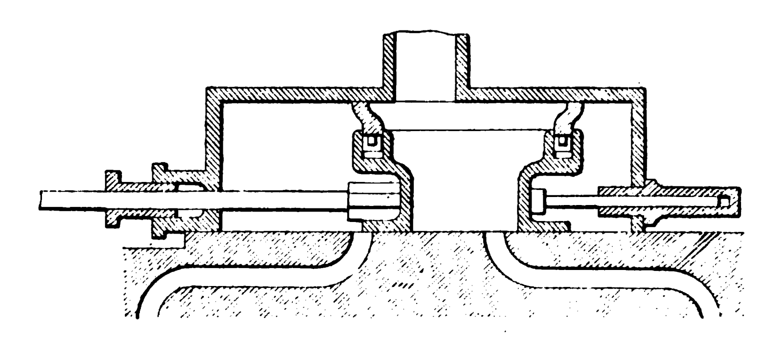


Fig. 386. — Tiroir à dos percé (coupe longitudinale).

La tige de commande s'implante dans le tiroir Taylor et Weatherbrogg à la manière d'un coin, et tend à le soulever, lorsque, à l'aide d'une vis, on agit du dehors pour l'y faire pénétrer davantage.

Dans les *tiroirs percés* de Desgranges, d'Outridge ([1]), l'échappement s'opère à travers le centre de l'appareil (fig. 386), qui n'a

([1]) Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 214.

plus, à proprement parler, de dos exposé à l'influence de la pression motrice.

M. Adams, M. Joffrey ([1]) appliquent contre le ciel de la boîte à vapeur une sorte de cuvette élastique, qui occupe, sur le dos du tiroir, une étendue notable, en y supprimant la tension de la vapeur.

On a créé dans cette voie, pour les machines marines, toute une série de *compensateurs* ([2]). Ils consistent en une sorte de cadre interposé entre le tiroir et le ciel de la chambre à vapeur. Le défaut d'étanchéité constitue le point faible de ces appareils ([3]).

§ 3

COMMANDE DU MÉCANICIEN

690 — Pour embrasser l'étude des organes qui permettent d'apporter à chaque instant dans l'allure du moteur les modifications voulues, nous aurons à porter successivement notre attention aux deux extrémités de l'appareil. A l'une, nous trouvons les organes de commande qui se trouvent mis à la disposition immédiate du mécanicien ([4]). A l'autre bout, nous aurons à examiner les modifications spéciales que doit recevoir dans ce but le distributeur pro-

([1]) *Engineering*, 1875, p. 364.

([2]) Compensateurs Cadiat, Dawes et Holt, Mouraille, etc. (Bienaymé. *Machines marines*, 188. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 209).

([3]) Citons encore les tiroirs équilibrés de Beatie. — Bedmer. — Beyer. — Buckeye. *American machinist*, 5 novembre 1881. — Church. — Cochet. — Davies. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 336. — Deville. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1884, p. 168. — Dodd et Phillips. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 336. — Everett. — Guérin. — Hausay et Lefebvre. *Ibidem*, 1re série, t. II, p. 455. — De Lancey (*The Engineer*, 20 février 1890, p. 167. — *Scientific American*, 3 nov. 1883, p. 275). — Leclercq. — Lyon. *Engineering*, 16 mai 1890, p. 586. — Mac Dermott. *American Machinist*, 21 mars 1885, p. 8. — Maldant. — Mayer. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 336. — Paltrinieri (Spineux. *Traité des distributions*, pl. XIV. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, pl. V. — *Engineering*, 1873, p. 514) — Pearce. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. II, p. 455. — Pirotte. Spineux. *Traité des distributions*, p. 124. — Richardson (*Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XI, p. 136. — *The Engineer*, 20 février 1890, p. 167). — Sieppermann. *Glaser's Annalen für Gewerbe und Bauwesen*, 15 mai 1881, p. 430. — Walcker. — Watska. — Wisner et Strong. Buchetti. *Machines à vapeur nouvelles*, p. 18.

([4]) Ou qui sont conduits spontanément par le régulateur à force centrifuge (chap. L).

prement dit. Nous consacrerons à ce second point de vue la totalité du chapitre suivant. La fin de celui-ci sera employée à faire connaître les moyens de commande du mécanicien.

Nous envisagerons à cet effet successivement : 1° la description des organes mis immédiatement sous sa main, pour recevoir son action musculaire; 2° les secours mécaniques que l'on a trouvé moyen d'adjoindre à cette dernière, afin de faciliter la manœuvre, malgré les résistances considérables qu'elle rencontre dans les machines puissantes.

691 — L'organe de commande le plus ordinaire est un simple levier oscillant dans un plan vertical (fig. 387). On peut le placer à

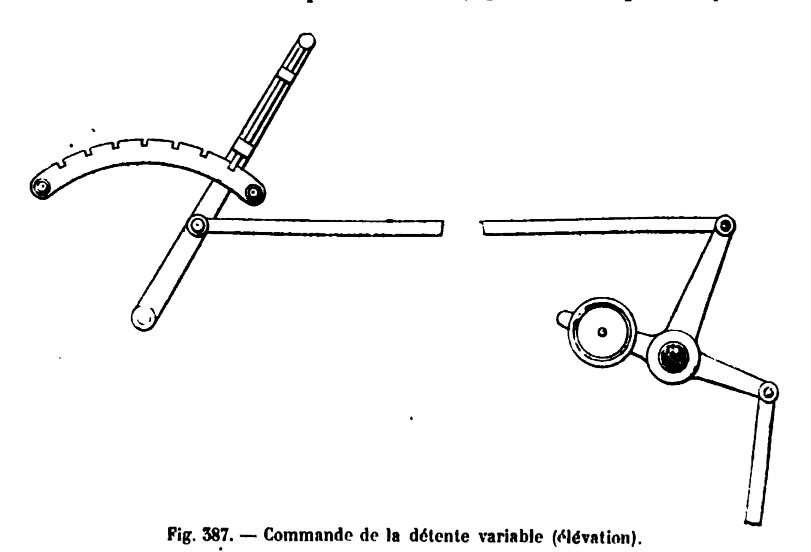


Fig. 387. — Commande de la détente variable (élévation).

fond de course, d'un côté ou de l'autre, pour déterminer la marche en avant ou la marche en arrière. On peut également, en vue de produire la détente variable, l'arrêter en divers points de cette excursion. On dispose à cet effet, le long d'un arc de cercle métallique, un certain nombre d'encoches, dans lesquelles s'introduit un loquet adhérent au levier. On le soulève avec le doigt en saisissant la poignée, et on le laisse retomber après avoir effectué le mouvement angulaire voulu. De là provient l'expression usitée de *crans de détente*.

Une barre de transmission est articulée à ce levier et accomplit, par son autre extrémité, les manœuvres de relevage de l'appareil de détente variable, quel qu'il soit. On a soin d'ailleurs d'en équilibrer les pièces à l'aide de contrepoids, de manière à n'avoir à vaincre que le frottement et les forces d'inertie.

Quelquefois, en vue d'utiliser plus avantageusement la force humaine, on donne au levier des dimensions assez grandes pour qu'il soit nécessaire au mécanicien de se tenir debout, et de faire un pas en avant ou en arrière, lorsqu'il veut effectuer la manœuvre.

On rencontre également des leviers à deux hommes, dont l'un obéit passivement à l'initiative de l'autre, en lui apportant seulement le secours de son bras [1].

Assez souvent on substitue au levier une roue complète, munie de poignées uniformément espacées sur sa circonférence. On réalise ainsi, par l'accroissement du chemin parcouru, un allégement de l'effort à exercer.

692 — Un artifice plus décisif encore consiste dans l'emploi de la vis [2]. On y trouve l'avantage de multiplier l'effort de l'homme jusqu'à le rendre irrésistible ; à la condition toutefois que l'emploi d'un pas très faible reste sans inconvénient, en ce qui concerne le degré de rapidité des manœuvres.

Le défaut qui naît du ralentissement se trouve d'ailleurs atténué par cette circonstance, que ce système permet, par compensation, de supprimer la perte de temps nécessaire à la fermeture préalable de la valve, que le mécanicien effectue d'ordinaire afin de diminuer la pression sur le dos du tiroir, et par suite le frottement qui fait obstacle à sa propre action. Il se trouve suffisamment armé, avec le changement de marche à vis, pour pouvoir exécuter la manœuvre sous pression.

Cet appareil supprime également les tâtonnements auxquels on

[1] En outre cet aide-mécanicien peut suppléer le premier en cas de syncope ou de défaillance subite, comme les règlements l'exigent sur quelques bassins houillers pour les moteurs d'extraction.

[2] Marié. *Annales des Mines*, t. XX, 1885. — Baudry. *Revue des chemins de fer*, t. V. — Stevart. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XI, p. 68, et 1876, p. 101.

est exposé avec le levier ordinaire, pour trouver l'encoche et y insérer le loquet.

La variation de détente devient alors continue, tandis que la série des crans du levier reste nécessairement discontinue.

Enfin ce système est irréversible en raison de l'arc-boutement des vis lentes (¹), et aucun effort n'est capable de le rejeter en arrière; ce qui écarte pour le machiniste l'appréhension de ce genre d'accident (nº 680).

On a reproché au changement de marche à vis d'engourdir la main du mécanicien par sa rotation trop fréquemment répétée. Cet inconvénient reste sans gravité sur les chemins de fer; mais il devient plus sérieux avec les machines d'extraction, dont les manœuvres sont incessantes. L'emploi de ce système, après y avoir été introduit, puis abandonné d'après ce motif, paraît y reprendre faveur.

693 — Pour venir en aide à la force corporelle du mécanicien dans les grandes machines, un moyen tout à fait décisif consiste à emprunter le secours de la vapeur (²). On apporte par là un appoint irrésistible, en admettant la pression dans un cylindre auxiliaire d'un diamètre suffisant. Réduit à cette simplicité, le principe ne s'adapterait convenablement qu'au changement de marche, et non à la variation des crans de détente; car, une fois engagée, la vapeur pousse à fond le piston de secours.

Pour mettre mieux en main un secours aussi efficace, on le complète par l'adjonction d'un frein hydraulique (fig. 388). Au cylindre à vapeur se trouve associé un cylindre à eau glycérinée ou à huile, dont les deux extrémités sont mises en relation au moyen d'un conduit latéral, plus ou moins étranglé par le jeu d'un robinet. Son piston est monté sur la même tige que celui du précédent, et le mouvement de cet organe fait passer le liquide d'une face à l'autre à travers le tube, en surmontant cette résistance variable à volonté. On peut même la transformer en un verrou

(¹) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 379.

(²) G. Richard. Description de quelques appareils de changement de marche à vapeur. *Revue générale des chemins de fer*, août 1882, p. 104.

absolu, en fermant complètement le robinet; car l'eau est incompressible, et les pistons se trouveront alors immobilisés.

Imaginons que l'on donne à la résistance créée par le robinet une telle valeur que la puissance de la vapeur soit, à elle seule, insuffisante pour la vaincre en même temps que celle qu'oppose la

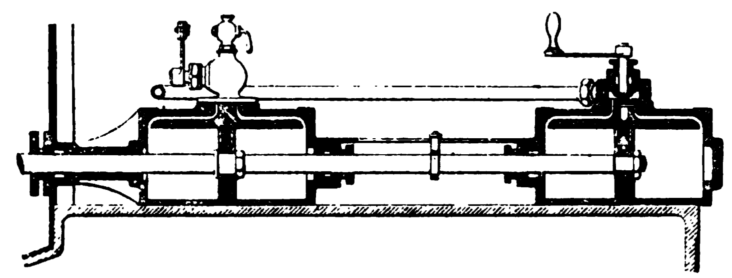


Fig. 388. — Verrouillage hydraulique Stirling (coupe longitudinale).

distribution, tout en restant très près d'y réussir. Il suffira de l'appoint apporté par la force personnelle du mécanicien, pour vaincre l'obstacle et opérer le mouvement. Mais à l'instant où la main du machiniste se relâche, la vapeur se retrouve dans son impuissance, et comme la force vive de ce petit appareil, qui a peu de lancé, décroît rapidement, le système s'arrête assez exactement dans la position voulue, sans la dépasser.

Cependant, il reste là une certaine cause d'incertitude, et il appartenait à M. Joseph Farcot de porter à sa perfection la commande des machines, par sa belle invention du servo-moteur.

§ 4

SERVO-MOTEUR

694 — Le principe du *servo-moteur* (¹), ou *moteur asservi*, peut

(¹) Joseph Farcot. *Le Servo-moteur ou moteur asservi*, in-8°, 1873. — Barrault. *Étude historique et comparative du servo-moteur Farcot*, 1876. — Ledieu (Mise en marche Farcot-Duclos. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 235, 345. — *Étude sur les bateaux sous-marins, sur les servo-moteurs en général, et en particulier sur les servo-moteurs électriques*, in-4°, 1888, note C). — Servo-moteur Jacquemier. *Portefeuille économique des*

se réaliser dans l'application au moyen de types cinématiques très variés. D'une manière générale, il consiste à faire en sorte que le mécanicien n'ait à fournir, pour l'exécution de sa volonté, qu'un effort absolument insignifiant, à l'aide d'organes appelés *rênes*. Au moment précis où il cessera son intervention, non seulement l'action propulsive de la vapeur auxiliaire prendra fin, mais si l'appareil tend à continuer le mouvement commencé, l'action du fluide se retourne subitement en antagonisme, de manière à détruire activement la force vive qu'elle avait auparavant communiquée, en arrêtant ainsi l'appareil avec la plus grande précision.

Parmi les mécanismes qui ont été imaginés pour la réalisation de cette pensée, je me contenterai de prendre ici deux exemples.

Le servo-moteur de la machine d'extraction du puits Neyron [1] est représenté par la figure 389 et le dessin schématique 390. Le levier principal AOB tourne sur le point O. Il actionne la distribution du moteur à l'aide d'intermédiaires qui ont été supprimés sur ce croquis, pour plus de simplicité. En un point ω du levier est articulée une seconde barre $\alpha\omega\beta$, ordinairement couchée le long de la précédente, sur laquelle la rappelle un ressort, quand on l'en a

machines, octobre 1874. — Servo-moteur Fouquemberg. *Ibidem*, 3e série, t. XIV, p. 169. — Servo-moteur Goffint. Stevart. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XL, p. 68. — Servo-moteur W. Cramp. Gustave Richard. Description de quelques appareils de changement de marche. *Revue générale des chemins de fer*, 2e série, t. V, p. 105. — Servo-moteur du Mytho. Armengaud. *Publication industrielle*, t. XXV. — Servo-moteur appliqué aux locomotives et aux machines marines. *Génie civil*, t. XIV, p. 155. — Baudry. Changement de marche à bras avec contrepoids de vapeur. *Annales des Mines*, 7e série, t. XX, p. 165. — Appareil Clair pour l'asservissement des machines d'extraction. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1890, p. 178. — Gaudillon. *Les machines à gouverner à bord des navires à vapeur*. — Mises en train à vapeur Mazeline, Dupuy de Lôme, Jassel, Maudslay, etc. Bienaymé. *Machines marines*, p. 233 et 265. — Mises en train à vapeur. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 231. — *La marine à l'Exposition de* 1878, publié en 1879 par le Ministère de la marine. — Hirsch. *Machines et appareils de la mécanique générale*. Exposition de 1878, groupe VI, classe 54, p. 270. — Reuleaux. Le *Constructeur*. Traduction par Debize, p. 957. — Timmermans. *Étude sur les machines d'extraction à détente*, in-8°, 1877, p. 69. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXX, p 1470. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, décembre 1876, p. 7. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. XL, p. 101. — *Bulletin technologique des anciens Élèves des Écoles d'Arts et Métiers*, juillet-août 1884.

[1] *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1876, p. 7; février 1877, p. 20.

écartée et qu'on l'abandonne à elle-même. Son extrémité β commande, au moyen d'une tringle βγ, la tige γδ du tiroir normal de distribution d'un cylindre auxiliaire, dans lequel joue le piston D. Celui-ci, par sa tige DC et la bielle CB, attaque la queue du levier AOB, de manière à le mouvoir (et avec lui la distribution) d'après les impulsions que lui imprimera, ainsi que nous allons l'expliquer, la volonté du mécanicien.

Ce dernier agit sur la poignée α, et l'écarte en α', pour amener

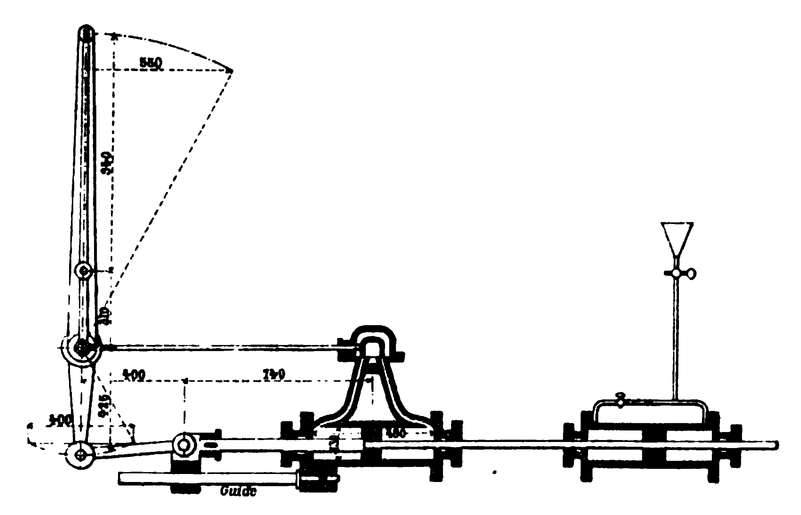


Fig. 389. — Servo-moteur (coupe longitudinale).

en α'ωβ' le petit levier. L'extrémité β qui vient en β', tire à elle γ et δ en γ' et δ'. Le tiroir démasque par là l'orifice de droite. La vapeur presse de ce côté le piston D, qu'elle pousse vers la gauche, en faisant basculer le grand levier OA dans la direction même où le machiniste a incliné la barre ωα.

Quand le système AOBα'ωβ' est parvenu, sous l'influence de cette poussée, dans la situation $A_1OB_1\alpha'_1\omega_1\beta'_1$, le mécanicien jugeant que la distribution du moteur est suffisamment modifiée, lâche la main; et le ressort rappelle aussitôt $\alpha'_1\omega_1\beta'_1$ en $\alpha_1\omega_1\beta_1$. La distance Oβ (qui a été, pour plus de clarté, exagérée à dessein sur la figure), est en réalité assez faible pour que β_1 diffère très peu de β. Le tiroir se trouve donc ramené à sa position normale, et cesse de fournir

de la vapeur par la lumière de droite. A la vérité celle qui est déjà entrée tendrait à continuer l'action commencée, et à pousser le piston D_1 vers la gauche ; mais aussitôt un antagonisme va se produire,

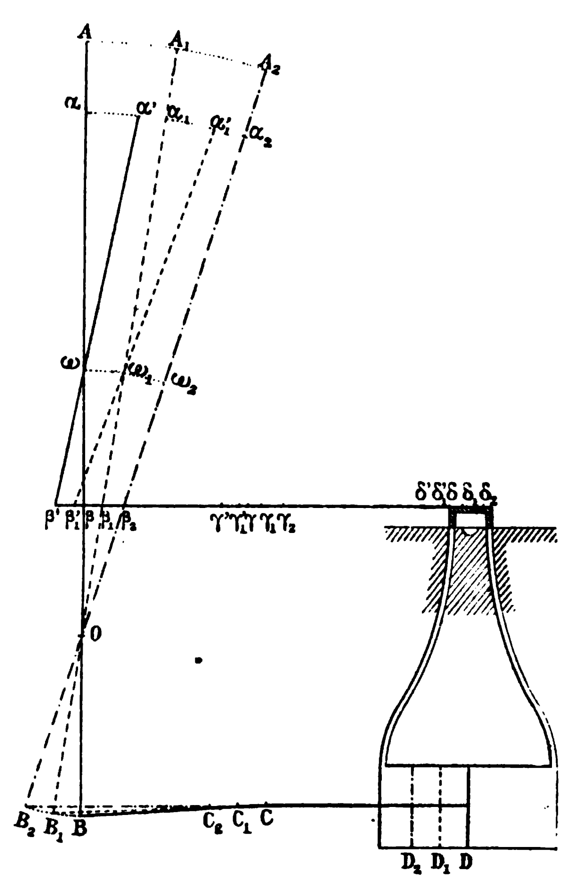


Fig. 390. — Servo-moteur (figure schématique).

et l'immobiliser au contraire dans la position qu'il vient d'atteindre.

En effet, supposons que D_1 tende à prolonger son mouvement pour parvenir en D_2, en amenant le reste du système en $D_2C_2B_2OA_2\alpha_2\omega_2\beta_2\gamma_2\delta_2$. Le résultat serait de démasquer la lumière de gauche, en admettant la vapeur sur la face gauche du piston D_2, et opérant la condensation sur la face droite. Ce dernier aura donc tendance à rebrousser

chemin dès qu'il a dépassé la position voulue, ce qui assure la précision de l'arrêt.

695 — La Compagnie du chemin de fer de l'Ouest a étudié un

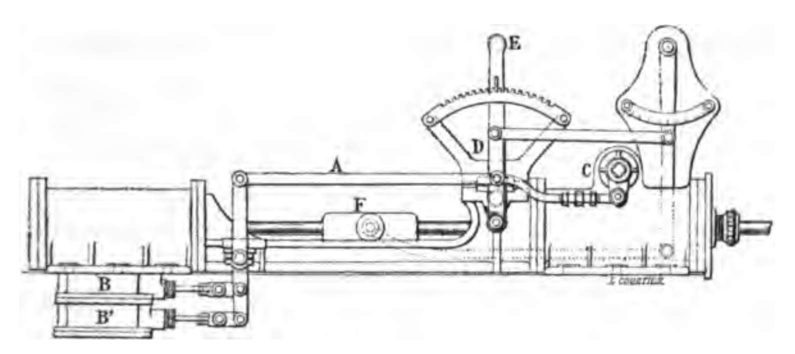


Fig. 391. — Changement de marche à vapeur de la Compagnie de l'Ouest (élévation).

servo-moteur fort ingénieux, qui se limite lui-même, en même temps qu'il actionne le mécanisme de changement de marche. Il

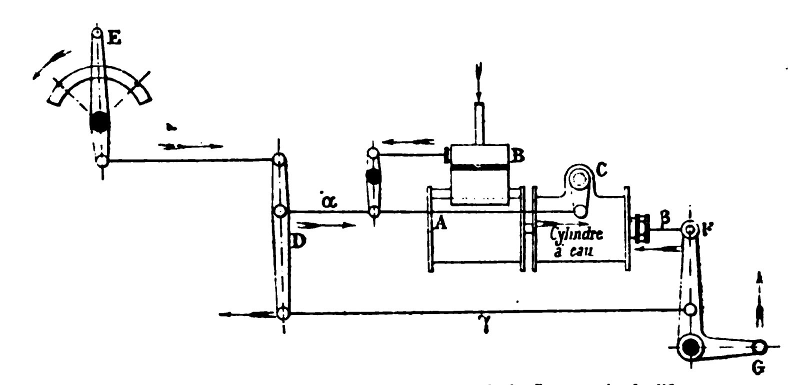


Fig. 392. — Changement de marche à vapeur de la Compagnie de l'Ouest. (Figure schématique).

s'arrête spontanément au point qu'a marqué le mécanicien en enclenchant sa manette. Cet appareil est représenté par la figure 391 et le croquis schématique 392 ([1]).

Au moment où l'on tire vers la gauche la manette E, elle

([1]) *Génie civil*, t. XVI, p. 97.

repousse à droite la partie supérieure du levier D, dont l'extrémité inférieure joue pour le moment le rôle de point fixe, se trouvant calée par la résistance qu'oppose à son déplacement le varlet de changement de marche F. La tringle α manœuvre donc vers la gauche le tiroir B du cylindre à vapeur A, et ouvre dans le sens contraire le robinet verrouilleur C du cylindre hydraulique. La vapeur admise sur la droite du piston, tire vers la gauche la tige β de ce dernier, et enlève la barre de relevage qui est articulée au varlet en G. Mais par cela même, la tringle γ pousse alors vers la gauche la partie inférieure du levier D, dont l'extrémité supérieure se trouve actuellement fixée par le cran dans lequel on a enclenché la manette. La barre α est donc maintenant tirée en sens inverse. Elle referme le verrou hydraulique C, et met le tiroir B à la condensation.

Pour être sensible aux plus petits déplacements, ce tiroir doit n'avoir qu'un faible recouvrement. Dès lors, pour éviter que la vapeur puisse être admise sous l'influence de petites incertitudes en dehors des manœuvres volontaires, on superpose à cet organe un second tiroir commandé par le même mouvement, mais dont la course et le recouvrement sont doubles du précédent.

M. Joseph Farcot s'est préoccupé de son côté de ces petites perturbations. Pour éviter dans ses servo-moteurs les frétillements qui sont inévitables avec l'emploi d'un fluide élastique comme la vapeur et d'un cylindre à huile, il demande la force motrice, non plus à l'action directe de cette vapeur, mais à celle d'une certaine quantité d'eau mise par elle sous pression, et dont la commande devient géométrique en raison de l'incompressibilité de ce liquide. Cette transformation est d'ailleurs facile, car les servo-moteurs fonctionnent toujours à pleine pression, et sans expansion élastique de la vapeur.

CHAPITRE XL

DISTRIBUTIONS A DEUX EXCENTRIQUES

—

§ 1

PIEDS-DE-BICHE

696 — Nous avons abordé, dans le chapitre précédent, trois questions étroitement connexes : la détente variable, le cran d'arrêt, le changement de marche. Nous avons, par la pensée, séparé en deux parties le mécanisme destiné à réaliser ces diverses manœuvres. L'une de ses extrémités est disposée pour subir directement la commande du machiniste ; nous l'avons étudiée en détail, et n'avons plus à y revenir. L'autre est destinée à influencer immédiatement la vapeur en vue du résultat voulu. Nous lui consacrerons le présent chapitre, ainsi que les deux suivants.

Le premier système que nous envisagerons à cet égard est celui des *pieds-de-biche*, ou des *becs-de-cane*. Il résout le problème du changement de marche, mais non les deux autres. Son emploi serait aujourd'hui tout à fait suranné, mais sa description forme le point de départ naturel des appareils plus complets et plus perfectionnés.

Considérons d'abord le cas d'une distribution à tiroir normal, et par conséquent, sans détente. L'excentrique doit être alors (n° 621) calé à 90 degrés *en avant* de la manivelle motrice ([1]). Il suffit, par

([1]) Rappelons que cet énoncé suppose essentiellement la transmission directe (n° 622), et qu'avec la commande inverse, tous les termes de cette explication seraient intervertis.

conséquent, lorsqu'une machine est au repos, de porter les yeux sur ces deux organes, pour savoir à l'avance dans quel sens se produira le mouvement, lorsque l'on donnera la vapeur avec le régulateur. Si donc on dispose à la fois sur l'arbre, non plus un seul, mais deux excentriques suivant les deux rayons qui sont perpendiculaires à la manivelle, on n'aura qu'à embrayer l'un quelconque d'entre eux avec le tiroir, en débrayant l'autre, pour déterminer à volonté la marche en avant ou la marche en arrière au moment de l'ouverture de la valve.

A cet effet, les extrémités des deux barres d'excentrique (fig. 393) sont reliées entre elles à l'aide d'une bride. La barre supérieure est

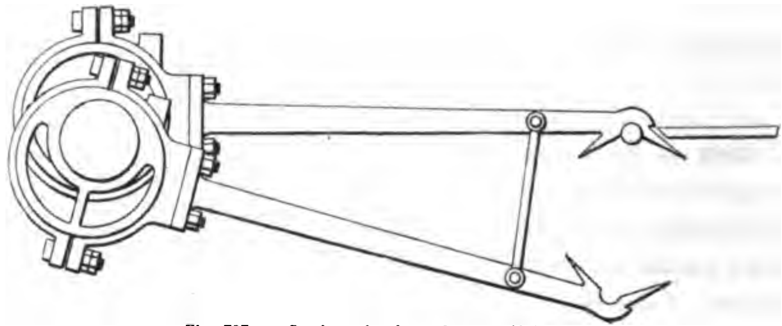


Fig. 393. — Système des becs-de-cane (élévation).

articulée à une bielle de relevage que l'on actionne à l'aide du système étudié ci-dessus (fig. 387). En tirant sur cette bielle, on relève la barre d'excentrique inférieure, jusqu'à l'alignement du tiroir. En laissant au contraire revenir le système sous l'action de la pesanteur, on fait retomber la barre d'excentrique supérieure dans sa première position.

Celle des deux barres que l'on amène en situation, saisit l'extrémité de la bielle du tiroir à l'aide d'une *selle à enfourchement*, que l'on met à cheval sur ce bouton. L'on a soin de munir cette encoche d'appendices évasés, qui sont destinés à faciliter la prise, malgré les dérangements inévitables qui accompagnent la transposition du tiroir. Il suffit que le bouton se trouve compris entre les deux branches de cette sorte d'entonnoir, pour qu'il parvienne sûrement au fond dans son mouvement relatif.

Ce système s'étend facilement au cas d'une machine à détente. Il suffit alors (n° 624) de caler les deux excentriques d'un côté et de l'autre de la manivelle motrice à la distance $90° + \alpha$, si α désigne l'avance angulaire. Le bras de manivelle forme ainsi le prolonge- de la bissectrice de l'angle $180 - 2\alpha$ que comprennent entre elles les deux excentricités.

§ 2

COULISSE DE STEPHENSON

697 — Stephenson a eu l'idée (¹) de supprimer, dans la disposition précédente, les becs-de-cane et la tringle articulée qui réunit les deux barres d'excentrique. Il les remplace par une *coulisse* en

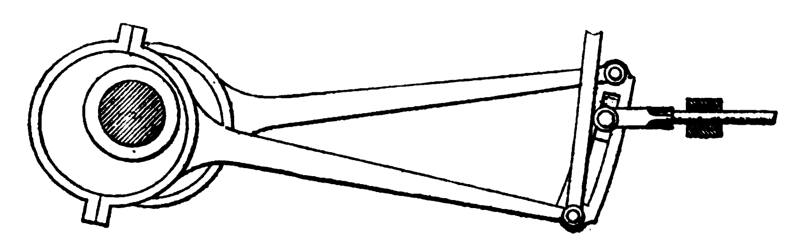


Fig. 394. — Coulisse de Stephenson (élévation).

arc de cercle (²), qui réunit les extrémités de ces dernières (fig. 394). Un *coulisseau* adapté à l'extrémité de la bielle du tiroir peut glisser, ou, suivant l'expression consacrée, *coulisser* dans cette rainure. Sa position détermine à chaque instant celle du tiroir sur sa glace.

La coulisse est suspendue à la bielle de relevage, soit par son

(¹) M. Pichault reporte à W. Howe l'origine de cette admirable disposition (*Appareils de distribution par tiroirs*, p. 157).

(²) Phillips. Théorie de la coulisse de Stephenson. *Annales des Mines*, 5e série, t. III, 1854. — Zeuner (*Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 64. — *Civil Ingenieur*, 1856-1857). — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, 1886, p. 108 et 157. — Coste et Maniquet. *Traité pratique des épures de distribution*, p. 236. — Spineux. *Traité des distributions*, p. 138. — Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 224. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 331. — Ledieu. Régulation des tiroirs. *Comptes rendus de l'Académie*

extrémité inférieure, soit le plus souvent par le milieu (1). Ce dernier mode est plus symétrique. Le premier présente l'avantage d'allonger la barre de suspension, circonstance dont nous reconnaîtrons plus loin l'utilité (2).

L'emploi de la coulisse assure plus complètement que le système des pieds-de-biche l'arrivée du bouton du tiroir à fond de course dans les ensellements des barres d'excentrique. Mais, en outre, cette innovation complète le système de la manière la plus remarquable, en permettant de réaliser, en même temps que le changement de marche, le cran d'arrêt et la détente variable.

698 — Considérons d'abord un tiroir normal, et deux excentricités directement opposées suivant la perpendiculaire à la manivelle motrice. Imaginons que l'on exécute seulement la moitié du relevage, de manière à loger le coulisseau précisément au milieu de la coulisse ; position que l'on appelle assez improprement le *point mort* de cette dernière.

Dans ces conditions, il y a symétrie parfaite de part et d'autre (3). Toutes les conséquences de la liaison qui unit le coulisseau avec l'excentrique supérieur se reproduisent exactement, mais en sens inverse, avec l'excentrique inférieur. En effet, les deux centres d'excentricité se meuvent sur leur trajectoire circulaire commune avec des vitesses égales et également inclinées, mais dans des sens opposés en projection. La somme algébrique des déplacements horizontaux du coulisseau est donc exactement nulle. Ce bouton

des sciences, t. LXXXII, p. 132. — Desmousseaux de Givré. *Théorie de la coulisse de Stephenson*, in-8°.

Redtenbacher. Sur les distributions à coulisse (*Civil Ingénieur*, t. II, p. 202 ; III, 10, 155. — *Gezetze des Locomotivbaues*. Mannheim, 1885). — Weissbach. *Ingenieur und Maschinen Mechanik*, t. III. — Bauschinger. *Indicator Versuche an Lokomotiven*, in-4°, Leipzig, 1868. — Zeuny. *Berg und Hüttenmännisches Jahrbuch der K. K. Schemnitzer Bergakademie*, t. VIII, 1859. — Zeech. *Zeitschrift des œsterreichischen Ingenieur Vereines*, 1855. — A. Rigg. *A practical Treatise on the steam engine*. Londres, 1878. — Edward Cowling Welch. *Designing valve gearing*, in-12, p. 105.

(1) Parfois même par un point quelconque ; mais on risque par là de s'engager dans d'assez longs tâtonnements pour le réglage de la distribution.

(2) Voy. n° 790.

(3) Je rappelle encore que, jusqu'à ce que nous arrivions au chap. XLIV, toutes les théories supposent les bielles infinies.

reste par suite immobile dans l'espace, et l'on a ainsi réalisé le cran d'arrêt.

Il n'en est plus rigoureusement de même dans une machine à détente, dont les excentricités comprennent entre elles l'angle $180 - 2\alpha$ (1). Les vitesses des deux centres d'excentrique sont encore égales, mais elles occupent sur leur trajectoire circulaire des positions qui ne sont plus diamétralement opposées. Leurs inclinaisons sur l'horizontale sont donc différentes, ainsi par suite que leurs projections, dont la somme algébrique ne sera plus nulle. Il en résulte que le coulisseau placé au point mort de la coulisse ne reste pas immobile, comme dans le cas précédent. Le *cran d'arrêt rigoureux* se trouve alors remplacé par la *marche au point mort* (2); le tiroir éprouvant encore certains déplacements peu étendus, de part et d'autre de sa situation normale.

Il ne s'ensuit pas *a priori* qu'il doive pour cela y avoir démasquement de la lumière, car le tiroir présente des recouvrements extérieurs r d'autant plus longs (éq. 11, p. 83) que l'avance angulaire α est plus importante, et que la marche au point mort qui en est la conséquence devient plus prononcée.

699 — Relevons maintenant la coulisse, de manière que le coulisseau n'occupe exactement ni les fonds, ni le milieu, mais divers points intermédiaires successivement. Selon qu'il se trouvera plus ou moins, soit près du milieu, où le balancement se trouve annulé, sous la réserve précédente, soit des extrémités, pour lesquelles l'influence de l'un des excentriques disparaît totalement, en laissant l'autre gouverner uniquement la distribution, l'excursion du coulisseau variera plus ou moins de son côté dans l'une ou l'autre des deux allures. Il en découle, comme nous le savons, la variation de la détente.

700 — Le mode de montage de l'appareil donne naissance à

(1) Ou plus généralement $180 - (\alpha + \alpha')$, lorsqu'une des deux marches est avantagée au détriment de l'autre par l'emploi d'angles de calage inégaux.

(2) Que nous étudierons avec détail dans le § 4 du présent chapitre.

deux types distincts, qui sont dits *à barres ouvertes* ou *à barres croisées*.

Il est essentiel de remarquer que, avec l'un quelconque d'entre

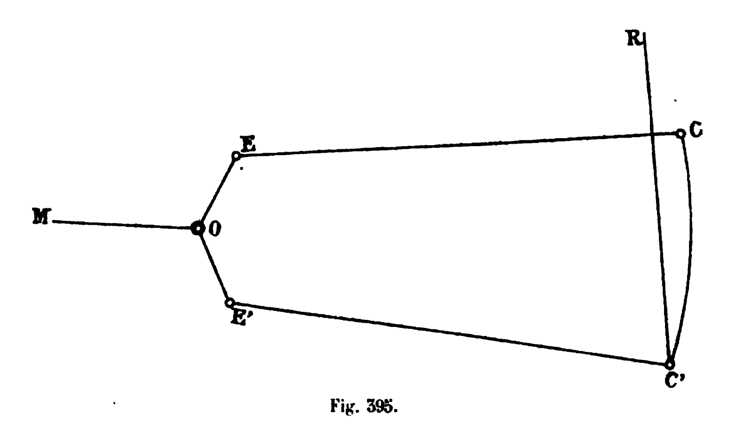


Fig. 395.

eux, les barres se croisent et se décroisent alternativement dans le cours de chaque rotation; ce mouvement amenant tour à tour les centres d'excentricité à se trouver l'un au-dessus de l'autre, tandis

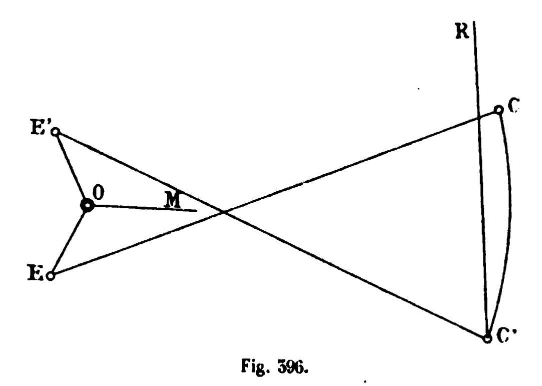


Fig. 396.

que la coulisse n'éprouve pas ce même retournement de haut en bas. La désignation du type doit donc se préciser d'après une situation bien déterminée. On choisit à cet effet celui des points morts de la manivelle motrice, pour lequel l'angle des excentricités $180 - 2\alpha$ tourne son ouverture du côté de la coulisse. C'est alors que les bielles, suivant qu'elles sont à peu près parallèles ou

bien entre-croisées, fournissent les deux systèmes à barres ouvertes ou à barres croisées.

Le type des barres ouvertes est représenté par la figure 395 dans

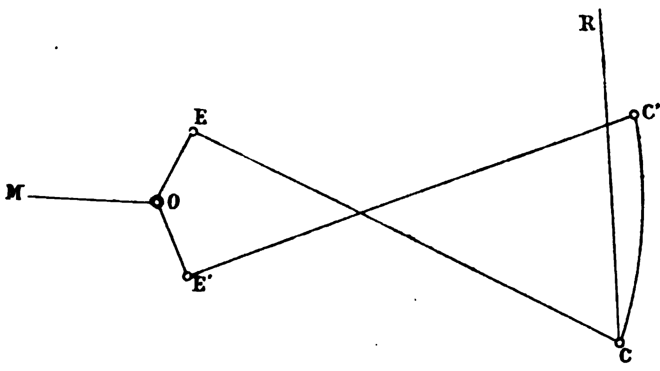


Fig. 397.

sa position droite, et par le croquis 396 dans la situation croisée. Le système des barres croisées se voit sur la figure 397 avec la

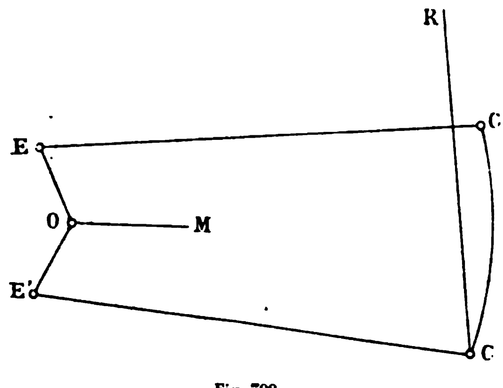


Fig. 398.

position entre-croisée, et sur la figure 398 dans sa situation droite.

701 — Il est facile de trouver la loi du mouvement qui est communiqué au tiroir par la coulisse de Stephenson, sous la forme simple qui convient au cas des bielles infinies (1).

(1) Cette question sera reprise au chap. XLV, en tenant compte de l'obliquité des bielles.

Imaginons (fig. 399) que l'on désarticule en C′ l'assemblage de la coulisse et de la barre d'excentrique E′C′. Effectuons un mouvement élémentaire de l'arbre O, *en maintenant fixe dans l'espace le point* C′. La bielle EC, étant infinie, transmet en C un déplace-

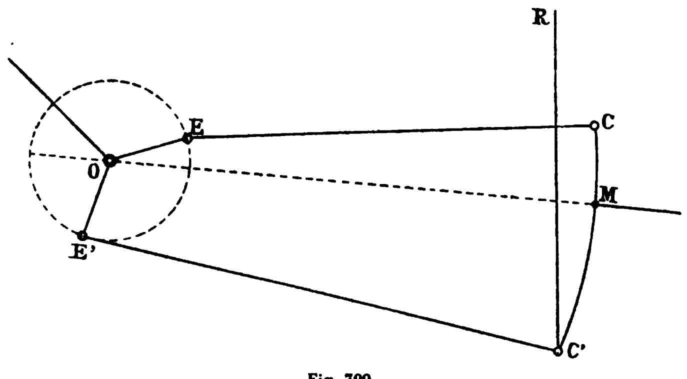


Fig. 399.

ment horizontal rigoureusement égal à la projection horizontale de l'arc de cercle que décrit l'excentricité E. Or, ce dernier constitue le mouvement sinusoïdal, dont l'élongation est représentée par la fonction :

(1) $$a \sin(\varphi + \alpha),$$

dans laquelle a désigne l'élongation maximum en grandeur absolue, et α l'angle de calage (Voir l'éq. 14, p. 84), ou encore :

(2) $$b \sin\varphi + c \cos\varphi.$$

Son accroissement élémentaire sera par conséquent :

(3) $$(b \cos\varphi - c \sin\varphi)\, d\varphi.$$

Puisque le point C′ de la coulisse est maintenu fixe, tous les autres possèdent des vitesses proportionnelles à leur distance à ce centre de rotation. Le coulisseau, dans sa position quelconque M, éprouvera donc un déplacement horizontal, qui sera le produit du

précédent par un certain rapport de rayons. Il présentera, par suite, la même forme analytique (3), avec d'autres coefficients b_1, c_1.

Actuellement, fixons dans l'espace le point C, et faisons tourner autour de lui la coulisse, jusqu'à faire rejoindre par C′ l'extrémité de la barre qui s'est dérobée, en raison de la rotation de son extrémité E′ autour de O. Cette opération reste possible sans déranger C, puisque le résultat est en réalité compatible avec la permanence des liaisons que nous avons momentanément disjointes, et que nous voulons maintenant rétablir (1).

Pour regagner l'extrémité de la barre E′C′, le point C′ de la coulisse doit exécuter un mouvement horizontal égal à celui qui a éloigné de lui le bout de la barre, ou, ce qui revient au même, son autre extrémité E′. Or ce dernier est également un mouvement sinusoïdal, de même amplitude totale et de calage différent. Il a donc encore une expression de la forme (3), avec des coefficients distincts b_2, c_2.

Dans ce mouvement de rotation de la coulisse autour du point C maintenu fixe, les déplacements sont entre eux comme les distances des points considérés à ce centre. Celui de M se déduira par suite du précédent en le multipliant par un certain rapport de rayons, qui transforme ses coefficients en b_3, c_3.

Actuellement il devient possible de rétablir l'articulation C′. Le coulisseau M a été amené, par la succession de ces deux opérations, à la situation réelle où le conduit en réalité le mécanisme, quand rien ne vient altérer son fonctionnement. Le déplacement résultant étant égal à la somme algébrique des deux précédents, reproduit encore l'expression (3) avec les coefficients $b_1 + b_3$, $c_1 + c_3$, et par conséquent son intégrale reste conforme au type (2).

Mais toute expression linéaire de ce genre en sin φ et cos φ peut inversement se remettre sous la première forme (1) :

$$a' \sin (\varphi + \alpha'),$$

avec des constantes a', α' qui résulteront ici de tous les éléments

(1) Nous ne considérons ici que les déplacements horizontaux, les seuls qui interviennent dans la question. La bielle de suspension est supposée infinie comme les autres.

du calcul précédent. On voit par là que la coulisse de Stephenson, tout comme le système de la détente fixe, communique au tiroir un mouvement sinusoïdal, qui résulterait directement d'un excentrique fictif unique, variable de calage et d'amplitude d'après la position que le coulisseau occupe dans la coulisse.

Ainsi donc rien n'est changé dans les lois de la distribution par tiroir unique, si ce n'est que ses éléments, au lieu d'être immuables, ont acquis une élasticité qui les met à la disposition du machiniste pour faire varier le degré de détente.

702 — Ce remarquable appareil présente un inconvénient sérieux. Il modifie les avances à l'admission; et même il ne les altère pas également toutes les deux, de sorte que cet élément si délicat vient affecter d'une manière différente les deux courses alternatives du piston.

Pour nous en convaincre, envisageons le système au moment du passage de la manivelle par le point mort. Le tiroir démasque alors exactement l'avance à l'admission. Effectuons instantanément un certain relevage de la coulisse. Ce mouvement n'étant pas une rotation pure et simple de la coulisse autour du coulisseau, dérangera celui-ci de sa situation actuelle. Le tiroir le suit et cesse dès lors d'affleurer exactement au même point que tout à l'heure. L'avance est donc modifiée[1].

Je dis en second lieu que l'altération qu'elle subit n'est pas la même pour les deux extrémités. Cherchons en effet le centre instantané d'un mouvement infiniment petit *de relevage*[2]. Le déplacement que subit alors la coulisse est défini par ceux de ses extrémités. Or ces points sont articulés aux bielles d'excentrique, dont l'autre bout reste fixe avec l'arbre qui est, en ce moment, supposé immobile. Les extrémités de la coulisse décrivent donc des cercles,

[1] Nous verrons dans le chap. XLV qu'avec le système des barres ouvertes, les avances croissent lorsqu'on rapproche le coulisseau du point mort de la coulisse. Elles décroissent au contraire dans ce cas, avec le type des barres croisées.

[2] Il faut bien se garder de confondre ce centre instantané de la coulisse entraînée par le mécanisme de relevage, pendant le repos de l'arbre, avec le centre instantané du mouvement que prendra la coulisse en raison de la rotation de l'arbre, pendant la fixité du levier de relevage. Ce dernier résulte d'une construction plus compliquée et fort élégante, que nous rencontrerons plus tard (n° 780).

dont les normales ne sont autres que leurs rayons, c'est-à-dire les barres elles-mêmes. Concluons d'après cela que le centre instantané du mouvement de relevage de la coulisse se trouve à l'intersection de ses barres d'excentrique.

Mais nous avons vu que celles-ci se croisent et se décroisent à chaque tour. Par suite, pour l'un des deux points morts de la manivelle, les barres entre-croisées se coupent très près de l'arbre. Pour l'autre, elles sont assez rapprochées du parallélisme et se rencontrent fort loin. La construction qui sera basée sur l'emploi d'un centre instantané aussi variable d'un cas à l'autre, pour déduire du mouvement de l'articulation qui réunit la coulisse avec la bielle de relevage, celui du point d'insertion du coulisseau, donnera donc des résultats très différents aux deux extrémités. Par conséquent les avances, si on les supposait d'abord égales, auront cessé de l'être (1).

§ 3

COULISSE DE GOOCH

702 — *La coulisse de Gooch* (2), ou *coulisse renversée*, a été imaginée précisément dans le but de remédier à l'inconvénient d'altérer les avances, que présente celle de Stephenson. A l'inverse de cette dernière, la nouvelle coulisse présente sa convexité à l'arbre tournant (fig. 400). On la soutient ordinairement en son milieu à l'aide d'une *barre de suspension* S, qui n'est plus une bielle de *relevage*. Ce n'est pas en effet la coulisse que l'on relève, comme dans le cas précédent, mais une tringle B égale à son

(1) Pour ce motif, on donne parfois aux deux excentriques des angles de calage inégaux dans les locomotives, en sacrifiant, jusqu'à un certain point, la marche en arrière qui sert peu, de manière à établir dans de meilleures conditions la marche en avant, et à obvier le mieux possible à la variation des avances.

(2) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction par Debize et Mérijot, 1869, p. 108. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 165. — Coste et Maniquet. *Tracé pratique des épures de distribution*, p. 270. — Zech. *Zeitschrift der œsterreichischen Ingenieurvereins*, 1866. — Gustave Schmidt. *Ingenieurvereins*, 1866. — Jenny. *Berg und Hüttenmännisches Jahrbuch der K. K. Schemnitzer Bergakademie*, t. VIII, 1859. — Edward Cowling Welch. *Designing valve gearing*, in-12, p. 142.

rayon de courbure, et articulée à l'extrémité de la tige T du tiroir.

Envisageons le système au moment du passage de la manivelle au point mort. Tout est symétrique par rapport à sa direction; la coulisse a sa corde verticale; son centre de courbure se trouve sur la droite du mouvement. Si donc on exécute alors instan-

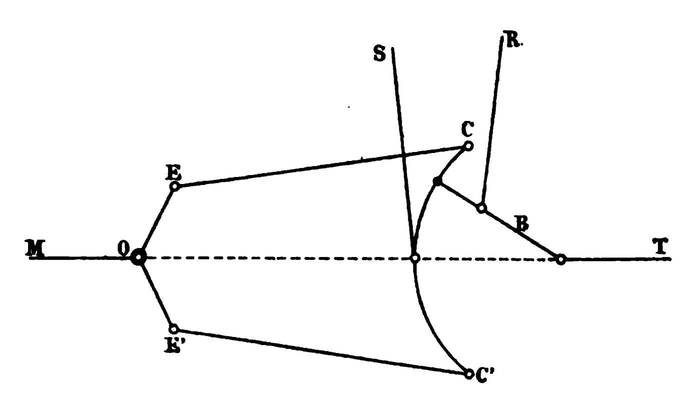


Fig. 400. — Coulisse de Gooch (figure schématique).

tanément des relevages quelconques de la tringle B, le coulisseau décrira cet arc de cercle d'un mouvement continu, sans que l'autre extrémité du rayon ait pour cela besoin de se déplacer. La position du tiroir à cet instant, et par suite l'avance à l'admission, restent donc constantes.

704 — On doit souligner à l'avantage de la nouvelle disposition cette circonstance, que l'on n'a plus à relever qu'une simple tringle, et non le lourd système qui constitue la coulisse de Stephenson.

On reproche en revanche au dispositif de Gooch un développement excessif en longueur, qui deviendra gênant sur les locomotives ou dans la marine, en raison de l'addition de la tringle mobile entre la coulisse et le bouton du tiroir.

Nous devons faire remarquer en outre [1] que la propriété caractéristique de ne pas altérer les avances se paye nécessairement par l'impossibilité de réaliser le cran d'arrêt absolu. La marche au point

[1] Cette observation s'étend à tous les systèmes, assez nombreux, dans lesquels nous reconnaîtrons que l'on a réussi à conserver les avances.

mort de la coulisse découvrira toujours en effet l'admission anticipée, puisque celle-ci est devenue un élément immuable, et constitue pour l'admission de vapeur un minimum qui ne saurait être nul.

705 — On reconnaîtrait, en appliquant ici le raisonnement du n° 701, que la coulisse de Gooch communique au tiroir un mouvement sinusoïdal variable avec la position du coulisseau.

Concevons toute la série de ces excentriques fictifs, et, pour chacun d'eux, construisons par la pensée le diagramme de Zeuner (n° 639). Tous ces cercles couperont la direction du mouvement au même point A_0 (fig. 401), puisque l'avance à l'admission reste constante, et que le tiroir se retrouve toujours dans une position invariable pour le fond de course du piston. Il s'ensuit que le lieu géométrique $C_0C_1C_2C_3\dots$, du centre de ces cercles n'est autre que la perpendiculaire élevée au milieu C_0 de cette longueur OA_0. Le lieu $A_0A_1A_2A_3\dots$, des extrémités des diamètres sera donc la parallèle menée à cette droite par le point A_0. Nous avons reconnu d'ailleurs (n° 641) que le centre d'excentrique, à l'instant du point mort, se trouve au point symétrique E de l'extrémité A du diamètre par rapport à la perpendiculaire élevée en O. On reconnait par là que le lieu de ces centres d'excentrique fictifs sera la droite $E_0E_1E_2E_3\dots$, symétrique de A_0A_1 par rapport au point O.

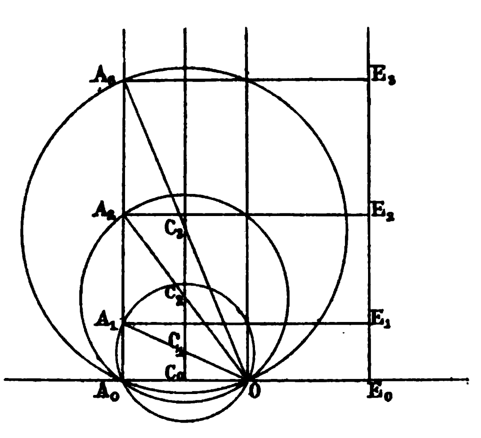


Fig. 401.

Il est remarquable que ce résultat soit le même que si la coulisse, au lieu d'affecter la forme circulaire, était rectiligne; car dans ce cas, d'après le théorème de Guinotte que nous allons établir à l'instant même, le lieu des centres d'excentrique fictifs n'est autre que la droite qui joint deux d'entre eux.

§ 4

COULISSES RECTILIGNES — THÉORÈME DE GUINOTTE

706 — M. Guinotte a établi un théorème remarquable qui est devenu fondamental pour la théorie des coulisses droites ([1]). Il consiste dans l'énoncé suivant :

Quand une coulisse RECTILIGNE *est conduite par deux bielles infinies, sous la commande de deux excentriques quelconques, égaux ou inégaux, montés sur un arbre tournant, le mouvement transmis par le coulisseau dans une position quelconque est le même que celui que communiquerait à une bielle infinie un excentrique fictif unique, dont le centre divise la droite de jonction des deux centres d'excentrique dans le rapport des segments marqués sur la coulisse par le coulisseau.*

1[er] Cas. — Nous supposerons d'abord deux rayons égaux d'excentrique OE, OE′ (fig. 402). Détachons par la pensée l'articulation E′, en maintenant fixe cette extrémité de la coulisse, pendant que la bielle E′C′ se dérobe en raison de la rotation de l'arbre. Le centre E a pour élongation :

$$a \sin (\varphi + \alpha),$$

et transmet intégralement son déplacement horizontal à l'autre bout de la bielle infinie EC. Comme la coulisse tourne en ce moment autour du point C′, les déplacements de l'extrémité C et du coulisseau M sont entre eux dans le rapport des rayons $2l$ et $l + x$. Ce dernier éprouve donc un déplacement égal à la différentielle de :

([1]) Guinotte. *Étude générale sur la détente variable.* Mons, in-8°, 1871, p. 25. — Herdner. Étude sur les distributions par tiroirs, etc. *Annales des Mines*, juillet-août 1877. — Isidore Claeys. Essai d'une théorie générale des coulisses. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*, 1800.

On trouve une construction géométrique qui se rapproche de celle de Guinotte, sans s'y confondre, dans la *Geometry of the slide-valve* de Mac Farlane Gray (Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*, traduction par G. Richard, p. 525).

$$\frac{l+x}{2l} a \sin(\varphi+\alpha).$$

Actuellement je fixe dans l'espace le point C, et je fais rejoindre par C_1 l'extrémité de la bielle E_1C_1 qui s'est éloignée de lui ; opération qui reste possible, puisque la combinaison finale des déplacements horizontaux reste perpétuellement compatible avec l'ensemble

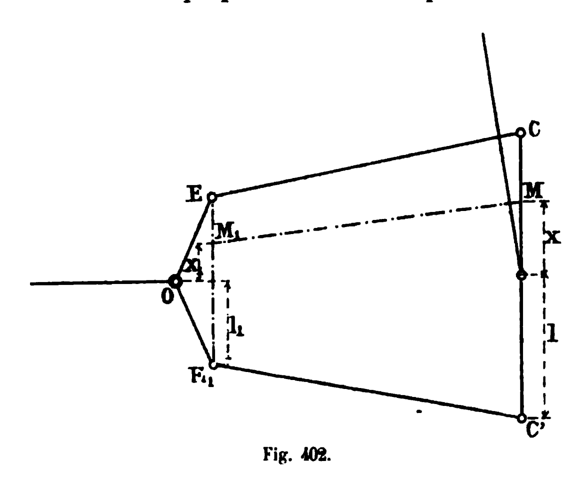


Fig. 402.

des liaisons. Il nous faut pour cela faire regagner par C_1 un déplacement égal à celui du point E_1. Or l'élongation de ce dernier s'obtient en augmentant, dans la précédente, l'argument $\varphi+\alpha$ du sinus, de l'intervalle $\pi-2\alpha$ qui sépare les deux rayons d'excentrique, ce qui en fait $\pi+\varphi-\alpha$, et donne :

$$-a\sin(\varphi-\alpha).$$

Le coulisseau participant à cette rotation de la droite CC_1 autour de C, subit dès lors un déplacement égal à la différentielle de :

$$-\frac{l-x}{2l} a \sin(\varphi-\alpha).$$

Finalement donc, ce point reçoit un mouvement égal à la somme algébrique des deux précédents, à savoir la différentielle de l'expression :

$$\frac{a}{2l}\left[(l+x)\sin(\varphi+\alpha)-(l-x)\sin(\varphi-\alpha)\right]$$
$$=\frac{a}{2l}\left\{l\left[\sin(\varphi+\alpha)-\sin(\varphi-\alpha)\right]+x\left[\sin(\varphi+\alpha)+\sin(\varphi-\alpha)\right]\right\}$$
$$=a\left[\sin\alpha\cos\varphi+\frac{x}{l}\cos\alpha\sin\varphi\right].$$

Actuellement nous articulerons par la pensée en EE_1, sur l'arbre tournant, une barre de longueur $2l_1$. Reprenons, en ce qui la concerne, un raisonnement semblable au précédent pour déterminer le mouvement que prendra un point M_1 de cette barre. Nous obtiendrons évidemment une expression toute pareille, dans laquelle seulement $\frac{x}{l}$ sera remplacé par $\frac{x_1}{l_1}\cdot$ Si donc on choisit en particulier le point qui divise EE_1 en segments proportionnels à ceux de la coulisse, les deux expressions deviennent identiques; ce qui démontre le théorème.

2[e] Cas. — Il reste à étendre cette conclusion au cas où l'on ne s'astreint plus à l'égalité des excentriques fondamentaux. Or une telle généralisation est immédiate.

En effet nous venons de voir que, si l'on gradue d'une manière homologue les deux droites CC_1, EE_1 dans toute leur étendue en parties proportionnelles, tous les points correspondants sont susceptibles, sans entraver le jeu du système, d'être joints deux à deux par des bielles articulées en leurs extrémités. Dès lors on peut indifféremment, sur cet ensemble, attribuer par la pensée le rôle de conducteurs, soit à deux barres égales, soit à deux bielles inégales quelconques (comme M_1M, E_1C_1), toutes les autres (telles que EC) ne cessant d'accompagner le mouvement; ce qui achève d'établir la proposition.

§ 5

MARCHE AU POINT MORT

707 — Nous avons reconnu (n° 698) que la coulisse procure un

cran d'arrêt absolu avec le tiroir normal, quand on amène le coulisseau en son point mort; mais que le tiroir éprouve encore certains balancements de part et d'autre de sa position centrale, quand il possède un recouvrement et une avance angulaire. Ce régime constitue la *marche au point mort de la coulisse*, que le théorème de Guinotte va nous permettre d'analyser de plus près.

Négligeons, par une approximation qui est en rapport avec l'influence de l'obliquité des bielles, la différence entre l'appareil de Stephenson et une coulisse droite CC′ (fig. 403), afin de pouvoir lui appliquer le théorème en question.

Le coulisseau placé au point mort A, (ou A′), se meut d'après

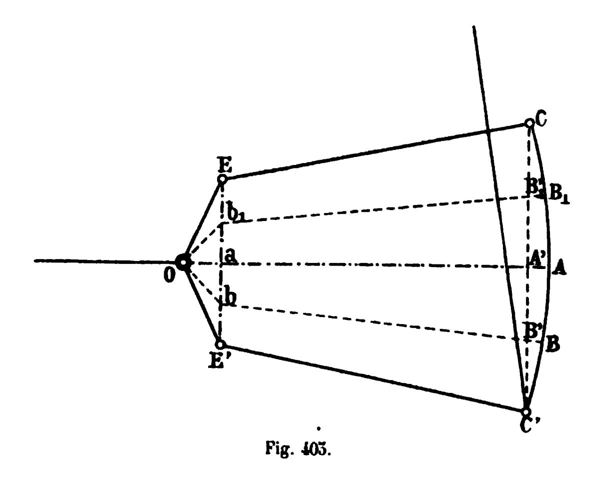


Fig. 403.

cet énoncé, comme s'il était conduit par l'excentrique O*a*. Cette droite, projection de l'excentricité au point mort de la manivelle motrice, est égale à $(l+r)$ sin α, c'est-à-dire r (éq. 11, p. 83), ou encore $\delta+\rho$ (éq. 20, p. 94). Le tiroir a donc pour excursion totale $2\,(\delta+\rho)$. Il est clair que O*a* est la droite minimum qu'il soit possible de mener du centre O à la corde des excentricités EE′. On constate aussi qu'elle s'annule en l'absence d'avance angulaire.

708 — *Le tiroir, dans la marche au point mort, se meut incessamment à contre-sens du piston.* En effet l'excentrique fictif O*a* qui le gouverne est directement opposé à la manivelle motrice. Ce

genre de commande, que nous retrouverons dans d'autres occasions, présente quelques propriétés spéciales qu'il est intéressant de développer.

709 — *L'admission anticipée dure autant que l'admission proprement dite.*

En effet, quand le piston part du fond de course pour cheminer vers la droite, le tiroir se trouve à son maximum d'élongation de droite, et commence à revenir en arrière. L'admission proprement dite durera donc pendant le temps que le tiroir va mettre à revenir jusqu'à l'affleurement de la lumière. Mais, en raison de la symétrie que présente le mouvement sinusoïdal entre la fin de sa course directe et le commencement de sa course rétrograde, cette phase est identique à celle du découvrement croissant qui a conduit le tiroir depuis l'affleurement en question jusqu'au maximum d'élongation ; phase qui constituait l'admission anticipée, attendu que les deux organes atteignent ensemble les extrémités opposées de leurs excursions respectives.

710 — *L'échappement commence au milieu de la course du piston.*

En effet ce phénomène se produit au moment où le tiroir traverse sa position normale, c'est-à-dire le milieu de sa course. Mais alors le piston se trouve également au milieu de la sienne.

711 — *La vitesse du tiroir est toujours proportionnelle à celle du piston.*

En effet les vitesses des deux articulations, appartenant à un même corps tournant, restent dans le rapport immuable des bras de levier. En outre, ces points étant diamétralement opposés, leurs vitesses ont à chaque instant la même inclinaison, et par suite des projections proportionnelles.

Il en est ainsi, en particulier, pour celle de la fermeture des lumières, à laquelle nous avons reconnu (n° 656) une importance spéciale au point de vue du laminage. Cette manœuvre sera donc d'autant plus rapide que le point où l'on coupe la vapeur se rapprochera davantage du milieu de la course.

712 — Il est aisé de construire le diagramme théorique du travail dans la marche au point mort.

La pleine pression s'exerce suivant AB (fig. 404), et fournit le travail AB*ab*. La détente s'effectue d'après le contour BC jusqu'au milieu de la course, moment où s'opère l'échappement (n° 710). Elle développe le travail BC*bc*. Il s'opère à ce moment une chute de

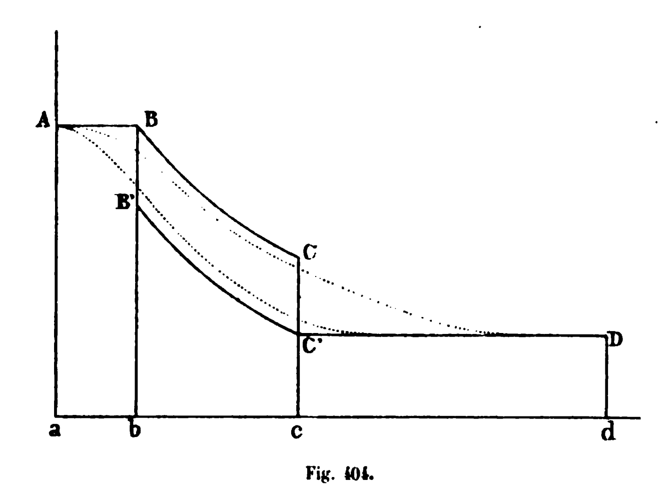


Fig. 404.

pression figurée par CC′. De là jusqu'en D, sur une longueur *cd* = *ac*, la tension reste égale à la pression atmosphérique ([1]). Le piston ne recueille sur sa face motrice que le travail C′D *cd*. Au total donc, on a obtenu dans la course directe l'aire ABCC′D *da*.

Pendant le retour, la pression atmosphérique s'exerce en antagonisme sur le parcours *dc*, en opposant le travail C′D *cd*. A ce moment a lieu le commencement de la compression, qui est corrélatif du début de l'échappement anticipé sur la face opposée. La pression se reconstitue suivant le contour C′B′, en exerçant le travail résistant C′B′*cb*. L'admission anticipée, qui est égale en longueur à l'admission proprement dite (n° 709), commence en *b*, et la tension se relève en B′B. Cette contre-pression subsiste ensuite jusqu'au point mort du piston, en développant le travail négatif AB*ab*. Le total

([1]) Cette question ne concerne guère que les locomotives, qui sont toujours sans condenseur.

est donc ABB'C'D*da*; et si on le soustrait du précédent, il reste, comme résultat effectif, le noyau BCB'C'.

Dans la réalité, les chutes et les restitutions de pression ne seront pas instantanées. L'effet du laminage substitue à ce périmètre théorique un profil tel que celui qui est ponctué sur la figure 404. Le noyau utile, déprimé dans le sens de la verticale, s'étend suivant l'horizontale en dehors des limites précédentes.

713 — On voit par là que le travail moteur, après avoir diminué progressivement à partir du fond de la coulisse C (fig. 405), conserve encore une certaine valeur pour la marche au point mort en A. En raison de la continuité, il ne saurait tomber subitement à zéro. Le domaine du travail moteur s'étend donc un peu au delà, jusqu'à un point tel que B [1].

Certains mécaniciens de locomotive prétendent en effet recueillir pratiquement un certain degré de puissance propulsive, en mettant la distribution aux premiers crans de la marche en arrière. Ils ne manquent pas, quand ils veulent battre contre-vapeur, en produisant un travail certainement négatif, de se mettre nettement à des crans assez éloignés du point mort de la coulisse.

Ajoutons que sur le segment réduit BC', qui est réservé au travail négatif, ce dernier ne reprend, jusqu'à l'extrémité de la coulisse, qu'une valeur absolue moindre, dans le régime de la contre-vapeur, que le travail moteur sur le segment BC.

Telle est la manière dont les choses se passent avec une machine qui est déjà lancée dans la marche en avant, et pour laquelle on vient à renverser la vapeur. Si, au contraire, le moteur se trouve préalablement en mouvement à la marche en arrière, et qu'on manœuvre progressivement le relevage, on recueillera du travail positif sur la longueur $C'B_1$ et l'on ne battra nettement contre-vapeur que pour le segment B_1C. Il existe donc sur la coulisse un *segment central* BB_1, qui donne toujours du travail moteur aux deux allures de la machine. La marche au point mort correspond à son milieu.

[1] Le diagramme s'altère alors encore plus profondément. Il prend la forme d'une courbe en 8. Une des deux boucles correspond au travail négatif, dû à la prépondérance de la compression. Lorsque les aires de ces deux boucles sont égales, on passe de la région motrice à la région résistante.

§ 6

COULISSES DEPREZ, ALLAN, DUTHEIL, CHALLIGNY

714 — *Coulisse Marcel Deprez.* — M. Deprez a proposé un système de distribution fondé sur l'emploi d'une coulisse rectiligne CC′ (fig. 405), conduite par les excentriques E, E′. Il la destine à réaliser rigoureusement la constance des avances, comme le fait la coulisse de Gooch, mais avec un moindre développement en lon-

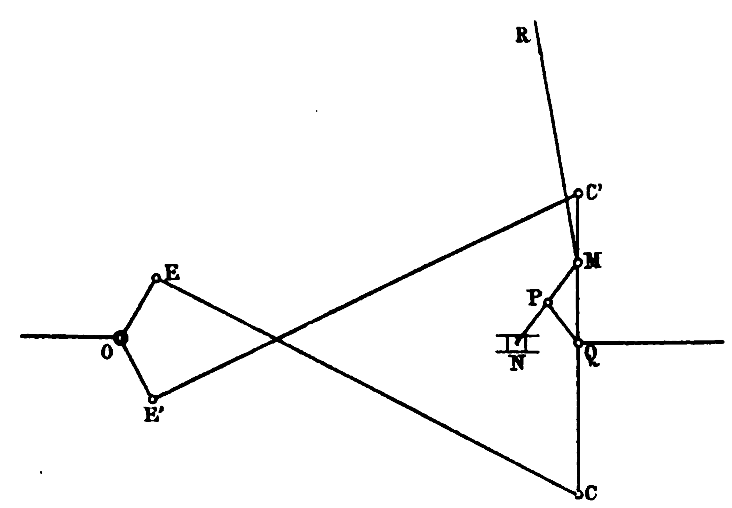


Fig. 405. — Coulisse droite Deprez (figure schématique).

gueur, en rejetant à cet effet, entre la coulisse et l'arbre, les diverses pièces du mécanisme.

Le système est fondé sur le principe du parallélogramme d'Evans ([1]). Une barre MN se meut entre la coulisse mobile et la ligne OQ des points morts. Une bride PQ, égale à la moitié de MN, relie le milieu P de cette barre au bouton Q du tiroir. Le coulisseau M est directement articulé à la bielle de relevage R.

On sait que, si Q était un point fixe, le système articulé MNPQ pourrait se mouvoir, dans toutes ses déformations, en restant inscrit

([1]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 186.

entre les droites rectangulaires MQ, NQ ([1]). Il s'ensuit qu'au moment du passage de la manivelle par son point mort, la coulisse, se redressant alors perpendiculairement en raison de la symétrie, sert de projetante au coulisseau M. Celui-ci, dans toutes les transformations, se projette donc au même point Q. En d'autres termes, l'avance à l'admission restera la même pour toutes les valeurs du segment MQ.

715 — *Coulisse Allan.* — L'emploi de la coulisse rectiligne se rencontre encore, mais d'une manière plus confuse au point de

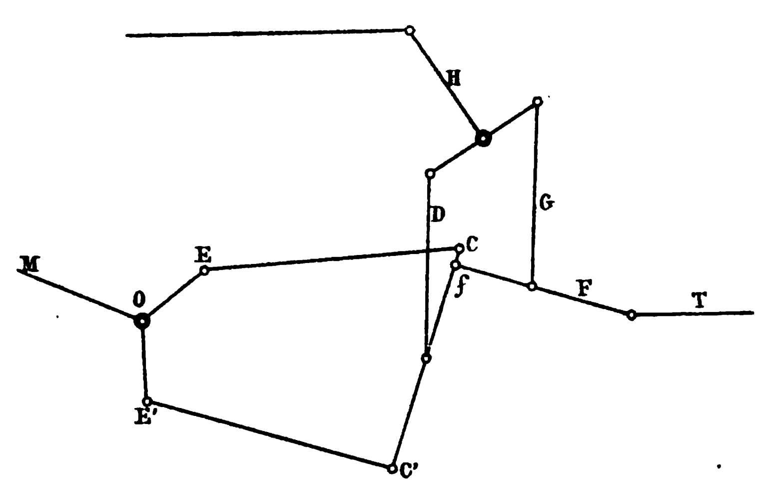


Fig. 406. — Coulisse droite Allan (figure schématique).

vue de la constance des avances, dans la distribution d'Alexandre Allan ([2]).

Les barres d'excentrique EC, E'C' (fig. 406) actionnent la cou-

([1]) En vertu de cette propriété du triangle rectangle, que sa médiane est égale à la moitié de l'hypoténuse, puisqu'elle constitue le rayon, et celle-ci le diamètre du cercle circonscrit.

([2]) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs.* Traduction Debize et Mérijot, p. 125. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 172. — Spineux. *Traité des distributions*, p. 96. — Coste et Maniquet. *Tracé pratique des épures de distribution*, p. 277. — Couche. *Voie, matériel roulant*, etc., t. III, p. 320 et 345. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. XI, p. 233. — Reuleaux. Die Allan'sche Coulissensteuerung. *Civil Ingenieur*, t. III, p. 92. — Gustave Schmidt. *Ingenieurvereins*, 1866. — Edward Cowling Welch. *Designing valve gearing*, in-12, p. 157.

lisse CC', qui est suspendue en son milieu à la bielle de relevage D. Le coulisseau *f* appartient à la tringle F, qui attaque la barre T du tiroir. Elle est de même sollicitée par la bielle G. Celle-ci est mue par le mécanicien, ainsi que la précédente D, à l'aide du levier coudé H.

Cet ensemble est plus compliqué que le précédent, et ne procure pas comme lui la constance *théorique* de l'avance à l'admis-

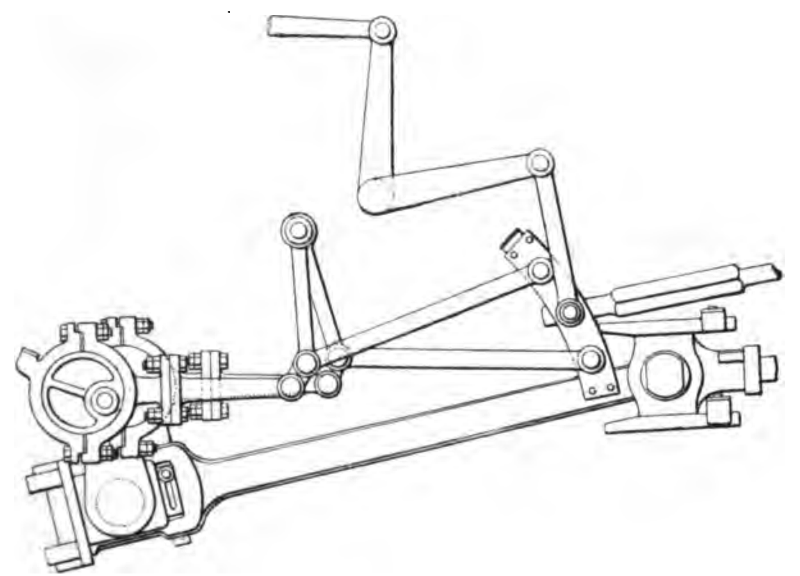


Fig. 407. — Coulisse Dutheil (élévation).

sion. L'emploi d'une rainure rectiligne y constitue, par rapport au système de Stephenson, une simplification plus apparente que réelle. Toutefois sa complexité même, bien que fâcheuse au point de vue dynamique, procure, sous le rapport cinématique, certaines facilités, en raison du grand nombre des indéterminées, pour obtenir par tâtonnement certains résultats désirés, par exemple une constance des avances pratiquement suffisante.

716 — *Coulisse Dutheil.* — Dans la distribution Dutheil [1], les

[1] *Notes sur les objets exposés par la Compagnie du chemin de fer de Paris à Orléans*, 1889, in-4° (Note sur la distribution par coulisse de Stephenson avec avances égales).

extrémités des bielles d'excentrique EB, E'B' (fig. 407, 408) sont guidées en ligne droite, de manière à se projeter l'une sur l'autre en un point B, qui sert d'articulation aux tiges BC, B'C'. Celles-ci forment les rayons de courbure d'une coulisse circulaire, suspendue en son milieu M à la bielle de relevage MR.

Dans ces conditions, les barres EB, E'B' alternent, pendant la rotation, de la position supérieure à la position inférieure; mais chacune des tiges BC, B'C' reste d'un même côté de la ligne des

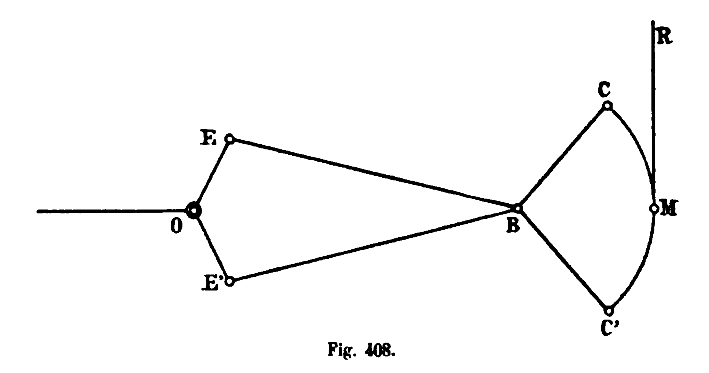


Fig. 408.

points morts. Les figures EBC, E'B'C' varient donc beaucoup plus pendant le mouvement de l'arbre avec relevage au repos, que dans le relevage avec l'arbre immobile. Mais si l'on s'attache par la pensée au passage par le point mort, OEE'B reprend chaque fois sa forme symétrique, et le point B revient toujours au même lieu. A quelque degré donc que l'on ait relevé ou abaissé la coulisse, le coulisseau qui se trouve placé sur l'alignement OB, à une distance nécessairement égale au rayon de courbure, se trouve ainsi ramené au même point, ce qui réalise la constance des avances.

717 — M. Deprez a introduit dans cette combinaison une modification intéressante (fig. 409), en vue d'y employer une coulisse rectiligne, en se contentant, pour la constance des avances, d'une approximation qui est extraordinairement approchée, lorsqu'on la soumet au calcul.

A cet effet les deux barres d'excentrique sont coudées à angle droit d'une manière invariable, sous la forme EAB, E'A'B'. Elles

s'articulent aux tiges BC, B'C' qui commandent la coulisse droite CC'. Celle-ci est précisément double en longueur de la valeur que prend la corde BB', au moment du passage au point mort.

On voit d'après cela que, si la coulisse est amenée de sa situation moyenne CC' à son fond de course supérieur, dans la position C_1C_1', l'égalité de C_1C' avec BB' entraîne celle de BC_1 avec B'C' ou BC. Le

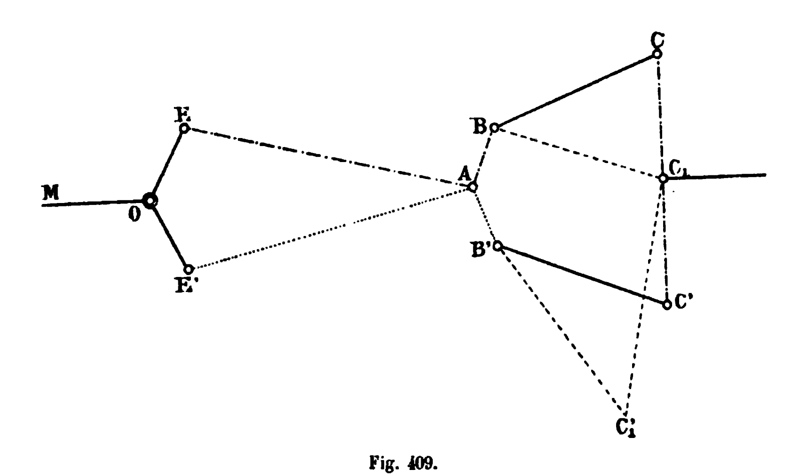


Fig. 409.

coulisseau du tiroir se retrouve donc au même point C_1 pour trois positions différentes, à savoir les deux fonds de course et la situation moyenne. On comprend dès lors que ses dérangements dans l'intervalle soient très réduits par cette circonstance.

718 — *Coulisse Challigny.* — Le dispositif de M. Challigny [1] est encore destiné à conserver les avances.

Le centre d'excentrique (fig. 410) venant en E, E', aux deux points morts de la manivelle motrice, on installe en un point *c* de la perpendiculaire O*c* sur la ligne EE', le moyeu d'oscillation d'une coulisse circulaire *c*C, ou *c*C', qui a pour rayon de courbure la barre d'excentrique EC, ou E'C'. La seconde position C' du coulisseau C s'obtient en décrivant autour de *c* l'arc de cercle CC' par le point C.

[1] Sauvage. Revue de l'état actuel de la construction des machines. *Annales des Mines*, 8e série, t. XVII, p. 471.

Le tiroir est conduit par une bielle, qui est articulée en un point T invariablement lié à la coulisse ; nous le retrouvons en T′ pour le point mort opposé.

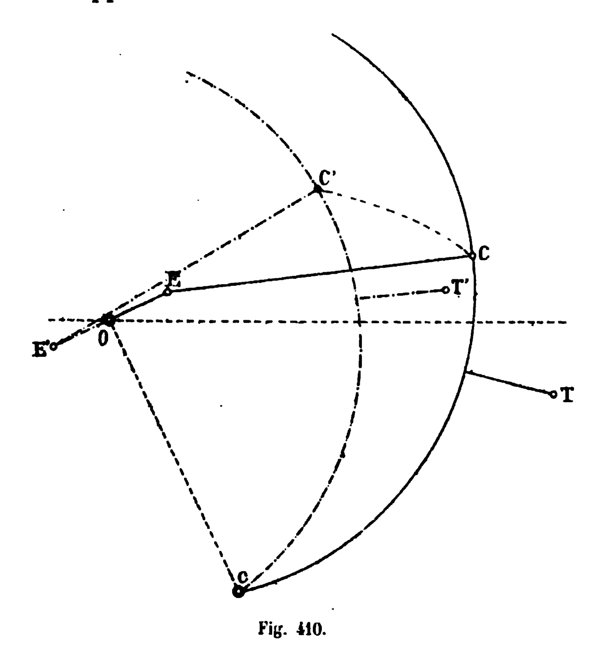


Fig. 410.

Il demeure évident que l'avance ne sera pas modifiée par le relevage, car le coulisseau C peut décrire cC, et de même C′ parcourir cC′, sans déranger la position de ces coulisses ni, par conséquent, celles de T, T′, c'est-à-dire du tiroir; ces deux cercles ayant précisément pour rayon la barre d'excentrique.

CHAPITRE XLI

DISTRIBUTIONS A DEUX TIROIRS

—

§ 1

DISTRIBUTION FARCOT

719 — *Généralités.* — Nous avons, dans la théorie de la distribution fondée sur l'emploi d'un tiroir unique (n° 634), insisté sur l'étroite connexité des diverses périodes, qui ne permet pas de pousser un peu loin la détente, sans exercer par là sur les autres fonctions un retentissement susceptible de fâcheuses conséquences, et notamment sans exagérer les phases de compression et d'échappement anticipé.

Les constructeurs ont cherché à éluder cette difficulté, sans renoncer au principe du tiroir à excentrique, mais en apportant à son usage une modification essentielle. On associe alors à un *tiroir proprement dit*, qui est percé de lumières de part en part, un organe appelé *tuile*, *tasseau*, ou *taquet de détente*, qui se meut sur le dos du premier ([1]). On peut ainsi superposer à un tiroir d'un faible recouvrement extérieur (ce qui restreint à un degré acceptable la compression et l'avance à l'échappement), un taquet mû d'une manière indépendante, qui viendra fermer, dès qu'on le voudra, la lumière pratiquée à travers le tiroir. De cette manière, bien que ce dernier n'ait pas encore eu le temps de recouvrir l'orifice de la glace,

([1]) On rencontre même dans la distribution Laurent trois tiroirs superposés (Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 108. — Isidore Claeys. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XXII, p. 312).

de manière à provoquer la détente dans les conditions précédentes, ce phénomène se produira cependant, puisque le passage du fluide se trouve intercepté, non plus comme à l'ordinaire au ras de la glace, mais sur la surface supérieure du tiroir. On concilie ainsi la longue détente, c'est-à-dire la courte admission, avec une compression modérée.

En continuant à commander comme ci-dessus le tiroir proprement dit à l'aide d'un excentrique à collier, on a réalisé de bien des manières différentes la conduite du taquet de détente [1].

[1] En dehors des distributions à double tiroir qui sont citées plus loin, nous pouvons encore mentionner les systèmes suivants :

AILLOT. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, février 1883, p. 35. — ALLCOCK. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 136. — BANNEUX. *Annales des travaux publics de Belgique*, t. XXXVIII. — BARLOW. Spineux, *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 59. — BAUDET et BOIRE. Coste et Maniquet. *Tracés des épures de distribution*, p. 201. — BONNEFORD. *Portefeuille économique des machines*, 1884, p. 81. — BORSIG. Lehmann. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, 1858, t. XIII, p. 241. — BOURDON. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 66. — BRANDT. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 143. — BRENIER. Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, planche VII. — BREVAL et FEBVRE (*Ibidem*, p. 148. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 48. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 237. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 374). — CHARLES. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, 1876. — CLAEYS. *Annales industrielles*, 26 mai 1889, p. 647. — CORRET. Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, p. 86. — CROWN. — DUVERGIER. Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, p. 141. — EHLERS. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 131. — FISH (*Ibidem*, p. 138. — *American machinist*, 5 mars 1881, p. 5). — FRIEDRICH. — GEORGE. Armengaud. *Traité des machines à vapeur nouvelles*, t. I, p. 414. — GOLDIE. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 132. — HACKWORTH. Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 258. — HAYWARD (Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, planche VIII. — Claeys. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XXII, p. 311). — JOUFFRAY. Coste et Maniquet. *Tracé pratique des épures de distribution*, p. 206. — MAC CORD. *Scientific American supplement*. 15 décembre 1883, p. 6620. — NAPIER et RANKINE (Zeuner. *Die Schiebersteuerungen*, 1874. — Rankine. *The Engineer*, octobre 1867. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 214). — OCHWADT. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 127. — PICHAULT (Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 248). — RIKKER. *Engineering*, 2 décembre 1881, p. 544. — SAULNIER (Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 231. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 34). — SAUVAGE. Pulin. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, mai 1887, p. 860. — SCHULZ. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 120. — SKODA. *Ibidem*, p. 130. — SPINEUX (Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 68). — STÉVART. Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 238. — TREZEL (Armengaud. *Traité des machines à vapeur*, t. I, p. 419. — Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, p. 112. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 35). — WOLKMAR. *Civil Ingenieur*. t. V. p. 179. —

Nous consacrerons le présent chapitre à l'examen des principales. Il convient de rendre justice à cet égard à la grande ingéniosité des inventeurs; et cependant on doit constater, dans la tendance actuelle, un retour à l'emploi du tiroir unique. Sur les chemins de fer notamment, on peut le considérer comme un fait accompli.

720 — *Distribution Farcot.* — Dans le système de distribution de Farcot père ([1]), le tiroir seul se trouve en communication directe avec la machine (fig. 411, 412). Les deux taquets de détente placés à ses extrémités, et indépendants l'un de l'autre, ne sont entraînés qu'en vertu de l'adhérence déterminée par des ressorts de faible tension, qui prennent leur point d'appui contre le ciel de la boîte à vapeur ([2]). Tant que la tuile ne rencontre aucun obstacle, elle chemine d'après cela de conserve avec le tiroir; mais bientôt elle vient buter alternativement sur la paroi de la chambre à vapeur, ou contre une came centrale. Réduite dès lors à l'immobilité, elle change progressivement de situation par rapport au tiroir, qui se dérobe au-dessous d'elle. Quand celui-ci revient en sens inverse, il l'entraîne de nouveau; mais elle se trouve dorénavant à son égard dans une position différente de la précédente.

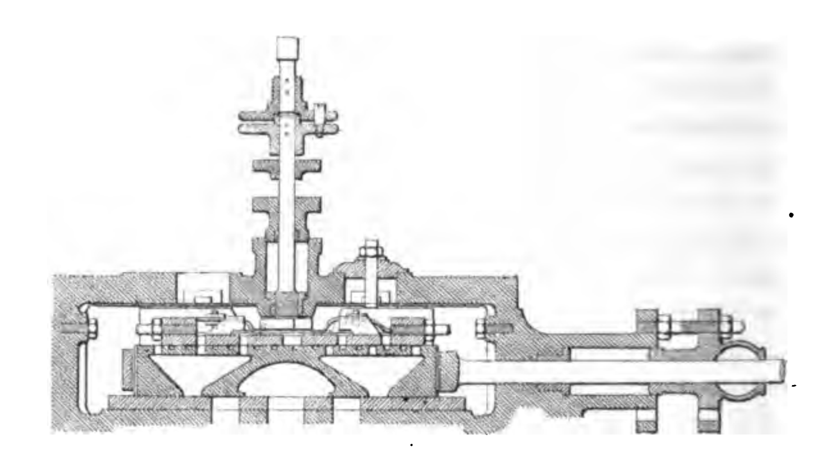
Imaginons que l'appareil parte de son extrême élongation de gauche, en concordance des pleins et des vides de la grille de distribution (n° 659). Les choses se passent pour le moment comme avec un tiroir unique, et l'admission s'opère dans les conditions ordinaires. Mais avant que le système atteigne sa plus grande excursion vers la droite, la tuile vient buter contre la came centrale. Elle s'arrête, le tiroir continue, et les pleins de sa grille se glissent sous

WAAG. Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, p. 126. — WARNECK. Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 139. — WILSON. *American machinist*, 30 octobre 1886.

([1]) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 244. — Armengaud. *Traité des machines à vapeur*, t. I, p. 404. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 226. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 240. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 63. — Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, 1880, p. 34.

([2]) M. Doulvin a proposé de remplacer ces ressorts par l'emploi de rainures pratiquées en dessous, et mises en communication avec le condenseur, dont le degré de vide déterminerait un effort dans le même sens.

les vides du tasseau. Le passage de la vapeur se trouve donc coupé, et la détente commence plus tôt que si le tiroir devait à cet effet. après avoir été jusqu'au bout de sa course, revenir en arrière pour obturer l'orifice de la glace fixe. La période d'échappement succède ensuite comme à l'ordinaire, et le système reprend de nouveau sa



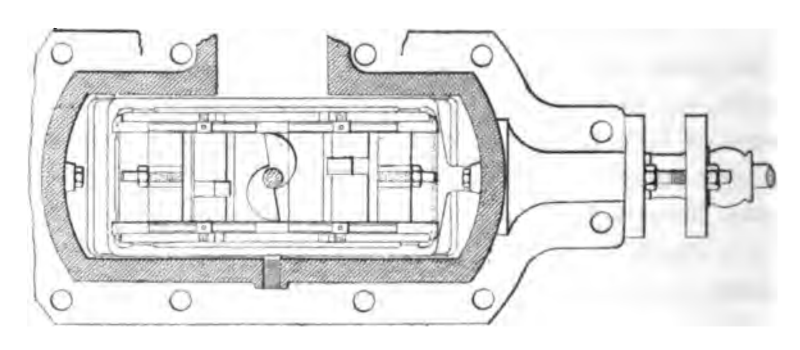


Fig. 411 et 412. — Distribution Farcot (coupe longitudinale et plan).

marche vers la droite. Mais auparavant le taquet de détente est venu heurter la paroi de gauche de la chambre à vapeur, ce qui lui rend, par rapport au tiroir, sa position initiale.

On règle avec précision la rencontre du taquet avec les parois, à l'aide de vis butantes qui servent à modifier la longueur de ces organes. Quant à la rencontre vers l'intérieur, on la fait varier à

volonté en modifiant, à l'aide d'une manivelle extérieure, l'orientation de la came-virgule. Les rayons vecteurs de son profil en développante de cercle allant en croissant, celui d'entre eux que l'on amène dans la direction du mouvement, recevra plus ou moins tôt le choc de la tuile, pour déterminer la détente.

Le système Farcot ne saurait trouver place dans les machines très rapides, à cause de la multiplicité et de l'intensité des chocs qu'entraînerait son fonctionnement.

Il présente l'inconvénient de ne se prêter qu'aux longues détentes, et non aux admissions moyennes ou prolongées. En effet la vapeur n'est coupée que par la butée de la tuile contre la came, circonstance qui précède nécessairement l'élongation maximum du tiroir, ou l'azimut $90 - \alpha$ de la manivelle motrice (n° 626). C'est donc dans le premier quadrant de son excursion, c'est-à-dire dans la première moitié de la course du piston, que se produira la détente, et jamais au delà.

Il reste cependant possible de rendre, en cas de besoin, à un moteur trop affaibli par une longue détente, toute la puissance de la pleine pression. Il suffit pour cela de tourner la came, de manière qu'elle présente dans la direction du mouvement un rayon trop court pour pouvoir être rencontré par le tasseau. Dans ces conditions, celui-ci ne change plus jamais de place sur le dos du tiroir. Le fonctionnement de la vapeur n'a plus lieu que d'après les propriétés de ce dernier, et il suffit de le supposer sans recouvrement extérieur pour qu'il ne donne lieu à aucune détente.

721 — *Distributions diverses.* — Thomas et Laurens ont modifié la distribution Farcot [1], en substituant à la came-spirale un coin manœuvré par une vis. On réalise ainsi une surface de choc plus grande, et placée exactement dans l'axe du mouvement. En outre le coin est, d'après les lois du frottement [2], un organe irréversible, tandis que la came ne partage pas cette propriété. Ce mécanisme ne risque donc pas, sous l'influence des résistances, de réagir sur le régulateur, au lieu de lui obéir passivement.

[1] Buchetti. *Machines à vapeur actuelles*, p. 21.
[2] Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 380.

Dans le système Hertay [1], les butoirs fixes et le coin central sont montés sur un même cadre, qui est influencé par un excentrique spécial. Elle permet de faire varier l'admission depuis les plus petites valeurs jusqu'à la course totale.

On doit citer dans le même ordre d'idées la distribution Claeys [2], avec laquelle une ingénieuse inversion permet de n'avoir que deux excentriques, mis alternativement en état de commander le tiroir principal ou les tasseaux.

La Société centrale de Pantin [3] a également obtenu des introductions très étendues, en interposant, entre le tiroir et la glace, une autre glissière mue par un second excentrique circulaire.

§ 2

DISTRIBUTION MEYER

722 — La distribution Meyer comprend un premier tiroir [4] qui peut être normal, ou présenter des recouvrements extérieurs, et même intérieurs. Sur les lumières qui le traversent de part et d'autre

[1] Edmond Hertay. *Nouveau système de machine à distribution de vapeur variable par l'action du régulateur sans ressort ni déclic*, Bruxelles, 1885. — Dwelshauvers Dery. *Rapport du jury de l'Exposition universelle d'Amsterdam*, 1883, p. 12. — Claeys. Étude sur les machines à vapeur au point de vue de la distribution. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1887. — *Engineering*, 1886.

[2] Isidore Claeys (*Nouveau système de machine à vapeur à détente variable automatique*, autographié, p. VI. — *Coulisse de changement de marche applicable à la distribution*).

[3] Buchetti. *Machines à vapeur actuelles*, p. 24.

[4] Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 209. — *Civil Ingenieur*, t. III, 1857. — Bienaymé. *Machines marines*, p. 222. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 193. — Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 42. — Armengaud. *Traité des machines à vapeur*, t. I, p. 417. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 52. — Herdner. Étude sur les distributions par tiroirs. *Annales des mines*, juillet-août 1877. — Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, p. 58. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 372. — Duquénoy. *Bulletin technologique des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, septembre 1888, p. 89. — Le Châtelier. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, octobre 1848, avril, juin 1849. — *Congrès international de mécanique appliquée de 1889*, t. II, p. 199. — *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, n° 87. — Fuhst. Recherches sur la détente variable Meyer. *Journal de Dingler*, t. CLI, 1859. — Buchetti. *Machines à vapeur actuelles*, p. 26.

(fig. 413), en dessinant les limites des recouvrements extérieurs, glissent deux taquets de détente. Mais, à l'inverse du cas précédent, ces deux tuiles restent solidaires l'une de l'autre, et sont directement conduites par le moteur, au moyen d'un excentrique spécial ([1]). Il semble donc que l'on n'ait en définitive qu'un seul tasseau; et il en est en effet ainsi pour un instant déterminé. Seulement les deux parties de cet organe sont susceptibles de jouer l'une par rapport à l'autre à la volonté du mécanicien, en permettant de modifier la longueur totale, de manière à réaliser la détente variable.

A cet effet, ces deux taquets sont traversés par la tige de l'excentrique, qui présente deux pas de vis inverses l'un de l'autre. Si l'on imprime à cette pièce une rotation sur elle-même, les tuiles prendront des translations opposées. De là un allongement ou un raccourcissement de l'ensemble, et une variation de la durée de l'admission à travers le tiroir ([2]).

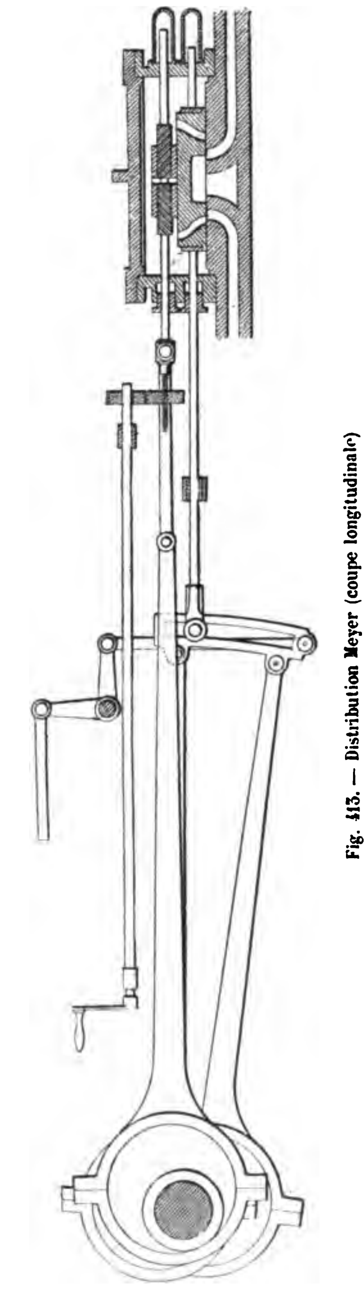


Fig. 413. — Distribution Meyer (coupe longitudinale)

([1]) Dans le système Charles (*Revue industrielle*, avril 1875, p. 118), on a cru préférable, pour éviter le frottement des excentriques, de leur substituer des engrenages conduisant un arbre coudé, qui attaque directement des bielles de commande. Cette complication n'a pas prévalu dans la pratique.

([2]) Dans la distribution Aimé Robert, on opère le rapprochement ou l'écartement des tasseaux à l'aide d'un cadre mû par un petit piston hydraulique. (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 42.)

Pour déterminer la rotation de la tige, il serait malaisé d'agir avec la main sur une pièce animée d'un mouvement rapide de va-et-vient. On l'engage donc à l'intérieur d'un canon, dans lequel elle joue à prisonnier, et qui est muni d'un petit volant. Tant que l'on n'agit pas sur ce dernier, la tige se borne à exécuter son mouvement alternatif; mais si l'on vient à manœuvrer le volant sur place, on la force à tourner sur elle-même.

723 — Il est facile d'assigner la position qu'il y aura lieu de donner à l'excentrique de commande des taquets. Il doit être symétrique par rapport à ceux de la coulisse de Stephenson, afin de jouer des rôles identiques dans les deux marches opposées de la machine. Son excentricité doit donc former la bissectrice des deux précédentes. Mais déjà celles-ci sont également inclinées sur la manivelle motrice. C'est par conséquent le prolongement de cette dernière qui fournit la direction cherchée (1).

Nous avons déjà rencontré un exemple de ce mode d'installation dans l'étude de la marche au point mort (n° 707). Nous avons reconnu notamment, pour le mouvement absolu qui en dérive, cette propriété essentielle, que la tuile de détente se meut constamment dans le sens contraire de celui du piston, et avec une vitesse proportionnelle à celle de cet organe.

724 — Son mouvement relatif par rapport au tiroir est moins facile à saisir. On peut cependant le définir d'une manière fort simple au moyen d'un théorème général. qui porte le nom de *parallélogramme des excentriques* (2).

Il s'énonce de la manière suivante : *Lorsque deux bielles infinies sont conduites par des excentriques circulaires, le déplacement relatif de l'un de ces corps par rapport à l'autre n'est autre que le mouvement sinusoïdal qui serait réalisé au moyen d'un excen-*

(1) Lorsque le moteur doit toujours marcher dans le même sens, et ne possède pas de mécanisme de changement de marche, il est préférable de donner à l'excentrique des taquets une avance angulaire un peu moindre.

(2) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot. — Pichault (*Étude sur les appareils de distribution exposés à Vienne en* 1873. — *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 115. — *Annales industrielles*, 1er semestre, 1874).

trique fictif, dont l'excentricité se déduit des deux précédentes par la règle du parallélogramme, en employant le mode de construction qui sert pour la composition des vitesses linéaires d'un point.

Soient en effet (fig. 414) OA et OB les deux excentricités proposées. Les mouvements des extrémités des bielles infinies reproduisent ceux des projections α et β des extrémités A et B sur la ligne des points morts $\omega\alpha$. Le mouvement relatif est défini par la variation que subit à chaque instant leur distance mutuelle $\alpha\beta$. Pour la rapporter à un point fixe tel que ω, il nous suffira de compléter le parallélogramme OABC, en traçant OC égal et parallèle à AB. Sa projection $\omega\gamma$ sera, à chaque instant, égale à celle $\alpha\beta$ de AB.

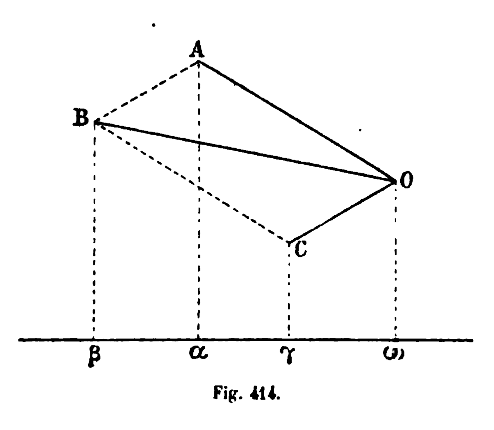


Fig. 414.

On voit donc que le mouvement relatif cherché est celui de la projection γ du point C, qui décrit un cercle d'un mouvement uniforme. En d'autres termes, c'est celui de la bielle de l'excentrique fictif OC, déduit des deux proposés OA, OB, par la règle qui fait connaître en cinématique la vitesse relative OC, quand on connaît la vitesse absolue OB et celle d'entraînement OA.

725 — La distribution Meyer expose à une circonstance assez inattendue, si l'on n'a pas soin d'en régler attentivement les dimensions. C'est une seconde admission vers la fin de la course.

Il peut arriver en effet que la tuile, après être venue obturer la lumière pour produire la détente, passe entièrement de l'autre côté, et que son bord postérieur arrive à découvrir cet orifice par l'arrière. On verra ainsi recommencer l'admission.

Une première condition qui pourrait amener une telle irrégularité serait une vitesse excessive des tasseaux, due à une valeur exagérée de l'excentricité qui les gouverne. Une seconde serait un défaut

de longueur de ces derniers. On devra donc s'attacher à limiter l'excentricité, et à donner aux tasseaux une longueur suffisante (n° 727).

726 — Le diagramme de Zeuner permet d'analyser les diverses circonstances qui se présentent avec la distribution Meyer, et notamment de déterminer la position de la manivelle motrice, pour laquelle la vapeur se trouve coupée.

Traçons en AA′ (fig. 415) la ligne des points morts, et en BB′ la

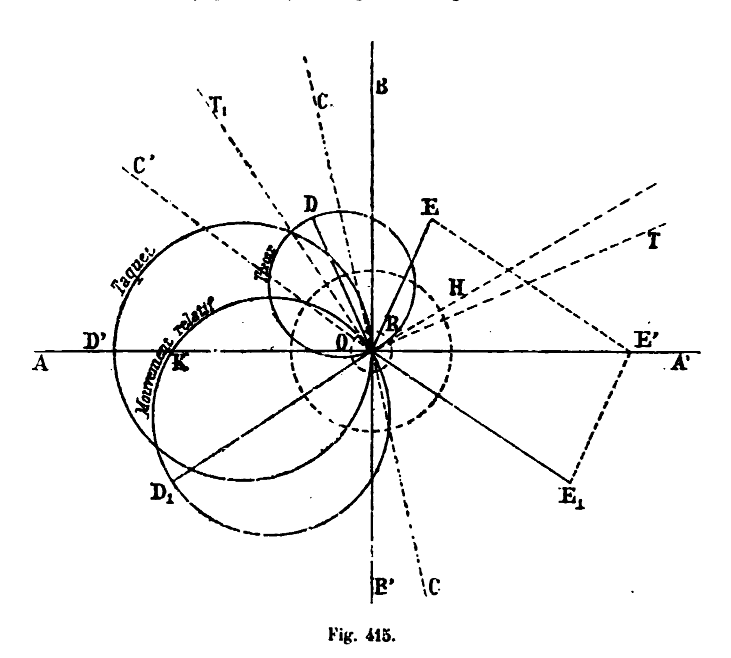


Fig. 415.

perpendiculaire élevée par le centre de rotation O. Nous marquerons en OE l'excentrique du tiroir dans la position qu'il occupe au moment du fond de course, et en OE′, à l'opposite de la manivelle motrice, celui qui conduit les taquets de détente. Le parallélogramme OEE′E_1 permet d'en déduire l'excentricité OE_1 du noyau fictif capable de réaliser le mouvement relatif du tasseau par rapport au tiroir. Les droites symétriques des trois précédentes par rapport à la verticale BB′ nous fournissent (n° 641) en OD, OD′, OD_1, les diamètres des cercles représentatifs des mouve-

ments absolus du tiroir et du taquet, ainsi que de leur mouvement relatif.

Sur la figure schématique 416, on a placé ces deux organes dans leurs positions normales. Désignons par h la distance $\alpha\beta$ qui sépare alors les bords de gauche de la tuile et de la lumière pratiquée à travers le tiroir. Traçons, avec cette longueur comme rayon, le cercle ponctué H (fig. 415). Il rencontre sur les rayons OC, OC′ la circonférence OD_1, qui représente le mouvement relatif. Pour que la vapeur soit coupée, il

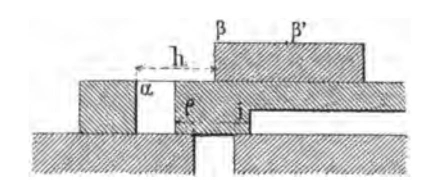


Fig. 416.

faut que, dans le déplacement du taquet vers la gauche du tiroir, β arrive en α (fig. 416). A cet effet, l'écartement relatif du premier par rapport au second doit être égal à $-h$ (les élongations positives étant comptées, comme à l'ordinaire, vers la droite des axes de ces deux glissières placés en coïncidence). C'est donc pour l'azimut OC, mené par l'intersection (en rayons vecteurs négatifs) avec le cercle OD_1, que la vapeur se trouvera interceptée. La manivelle motrice occupe alors, en raison du signe algébrique, la position diamétralement opposée OC_1 (¹). En l'absence du taquet, avec le seul tiroir proprement dit à recouvrement extérieur ρ, la vapeur n'eût été coupée que pour la direction OH, qui correspond à l'intersection du cercle OD avec la circonférence R décrite autour de O avec ρ comme rayon.

Nous pouvons, d'après cela, nous représenter la série des circonstances qui se succèdent. Si nous partons du point mort du piston, celui-ci se mouvant vers la droite, le taquet rétrograde de suite à gauche; et en effet les rayons vecteurs du cercle OD′ vont en décroissant. Le tiroir marche lui-même vers la droite, car ceux de la circonférence OD sont croissants. Pour la position spéciale OD, le

(¹) Quant à la seconde intersection OC′, elle ne correspond à rien de saillant dans les fonctions de la distribution. Elle représente l'instant où le point β s'est éloigné *vers la droite* d'une longueur égale à la distance $\beta\alpha$, à partir de la coïncidence des axes de symétrie des deux corps.

tiroir commence à rétrograder. Dans la direction OC_1, le bord β atteint le point α (fig. 416), et la vapeur se trouve interceptée. A la fin du premier quadrant, en OB (fig. 415), la tuile passe par sa position normale absolue. Pour l'azimut OT que fournit la tangente du cercle OD, c'est le tiroir qui atteint la sienne. Enfin, en OE', se produit le fond de course de droite, et le taquet rebrousse chemin en même temps que le piston, tandis que le tiroir continue à s'éloigner de sa situation normale vers la gauche. Quant à la coïncidence des deux axes de symétrie du tiroir et des tasseaux, elle s'effectue pour l'azimut OT_1 de la tangente au cercle OD_1, perpendiculaire à ce diamètre OD_1.

727 — On peut également se rendre compte, à l'aide de ce diagramme, de la seconde admission que permettrait une distribution Meyer mal combinée.

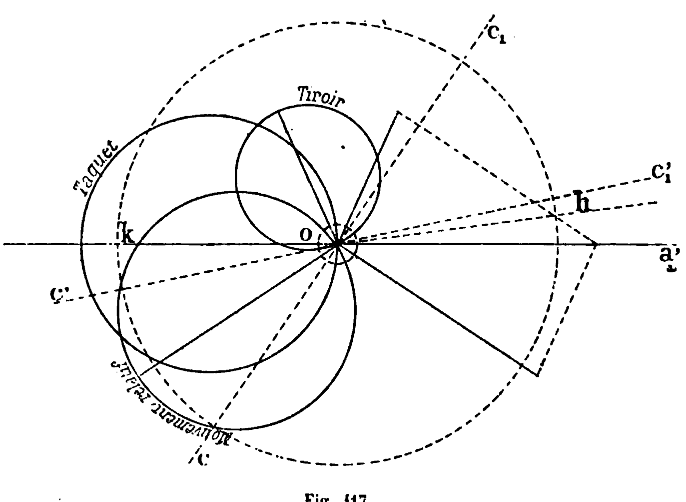


Fig. 417.

Supposons en effet que la longueur *h* soit assez grande pour que le cercle ponctué H qui l'a pour rayon, au lieu de couper la direction AA' du mouvement à droite du point K (fig. 415), la rencontre à gauche de ce point *k* (fig. 417). Dans ce cas, la rotation de la manivelle ne rencontrera plus C' avant C (fig. 415). Elle passera par *c* avant d'arriver en *c'* (fig. 417). La vapeur est donc coupée

en c_1; puis le bord du taquet β passe à gauche de α (fig. 416), et s'en éloigne jusqu'au rayon maximum du cercle du mouvement relatif. Il revient alors à droite, et en Oc' (c'est-à-dire pour la manivelle Oc'_1) (fig. 417), le bord β revient en α dans sa marche vers la droite, en rouvrant la lumière du tiroir avant le point mort Oa' de la manivelle motrice. Si donc on a employé un tiroir normal, incapable, en l'absence de recouvrement, d'obturer la lumière de la glace pendant la course, il se produira une nouvelle admission. Il en sera encore de même si ce tiroir possède un recouvrement trop petit pour que la position oh, pour laquelle le tiroir provoque par lui-même la détente, soit plus rapprochée de oa' que oc'_1.

728 — Nous pouvons encore étudier la détente Meyer au moyen du diagramme elliptique (fig. 418).

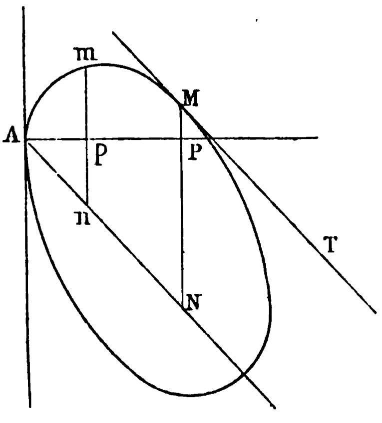


Fig. 418.

Le mouvement du tiroir étant représenté par le contour AmM, celui de la tuile le sera par une droite telle que AN. En effet elle est conduite directement par le prolongement de la manivelle motrice. Ses déplacements (ou les ordonnées) sont donc proportionnels à ceux du piston (qui sont portés en abscisse), ce qui fournit l'équation d'une droite. Celle-ci est d'ailleurs plongeante, puisque la courbe Am s'élève à partir de A, et que les deux organes marchent alors dans des sens contraires.

Si l'on veut couper la vapeur après un parcours du piston tel que Ap, le tiroir a décrit le chemin pm d'un côté, et le tasseau l'espace pn de l'autre. Leur écartement relatif est donc à ce moment mn. Or il faut que le bord du taquet affleure alors à la lumière du tiroir. On connaît ainsi l'écartement initial mn qu'il est nécessaire de leur donner en vue du résultat voulu.

Pour éviter la réadmission, l'on doit redouter l'exagération de

l'écartement relatif des deux corps dans deux sens opposés. Comme cet élément nous est fourni à chaque instant par la distance verticale *mn* des deux diagrammes, nous en déterminerons le maximum MN, en traçant une tangente MT parallèle à la droite AN, ainsi que la verticale MN du point de contact. On connaîtra de cette manière la longueur minima MN qu'il est nécessaire de donner à chacun des tasseaux, pour qu'il ne risque pas de découvrir la lumière par l'arrière, après l'avoir recouverte par l'avant.

§ 3

DISTRIBUTION BOURON

729 — Dans le système de distribution Bouron [1], la manivelle motrice OM (fig. 419) est prolongée par une contre-manivelle O*m* qui conduit, dans les mêmes conditions que pour le dispositif Meyer, une tuile de détente *t*. Quant au tiroir proprement dit T, il est commandé d'une manière toute différente.

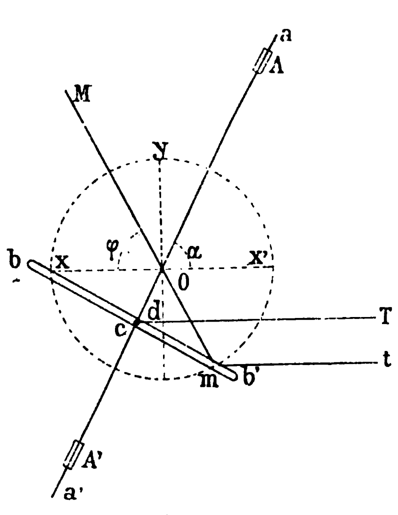


Fig. 419.

Le bouton *m* de la contre-manivelle se trouve engagé dans une coulisse rectiligne *bb'*, perpendiculaire à une tige *aa'*, qui est elle-même guidée en ligne droite par des glissières A, A'. Tout ce système peut être incliné à volonté vers la droite ou vers la gauche, sous un angle α par rapport à la ligne XX' des points morts.

[1] Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 373. — Coste et Maniquet. *racés pratiques des épures de distribution*, p. 227.

On a évidemment les relations :

$$cd = oc.\ \cos \alpha,$$

$$\overline{oc} = \overline{om}.\ \cos(\alpha + \varphi).$$

Si donc on désigne par z l'élongation du tiroir T, ou celle du point c par rapport à sa situation moyenne d, et par R la longueur de la contre-manivelle om, il vient, en multipliant membre à membre ces deux égalités :

$$z = R \cos \alpha \cos(\alpha + \varphi),$$

équation identique à celle du mouvement sinusoïdal qui serait dû à un excentrique.

Si l'on change à la fois les signes de α et de φ, cette relation n'est en rien modifiée. On obtient donc un changement de marche, identique d'allure, en transportant le système AA′ sous un angle égal de l'autre côté de OY.

En faisant $\alpha = 90°$, on trouve $z = 0$, quel que soit φ. Le système réalise par suite un cran d'arrêt absolu, quand on ramène AA′ suivant OY, et aucune admission ne se produit alors pendant la rotation.

Pour $\varphi = 0$, il vient :

$$z_0 = R \cos^2 \alpha.$$

L'avance du tiroir n'est donc pas constante. Elle varie avec l'angle de calage α. Il convient, pour ce motif, de ne demander au système que le renversement *à fond* de la marche avec un angle invariable α, ainsi que le cran d'arrêt, et de n'attendre la variation de détente que de la tuile actionnée par la tige mt, comme dans le système Meyer.

§ 4

DISTRIBUTION DEPREZ

730 — La distribution à deux tiroirs qui a été proposée par M. Marcel Deprez fournit une intéressante application des propriétés du frottement.

La figure 420 représente en AA′ la glace du cylindre. On y voit en BB′ un tiroir *normal*, fournissant la vapeur dans toutes ses situations, pourvu qu'il la reçoive lui-même par sa partie supé-

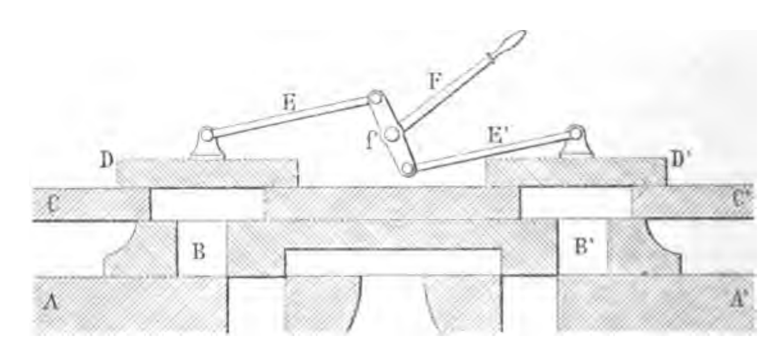


Fig. 420. — Distribution Deprez à deux tiroirs (coupe longitudinale).

rieure, à travers le taquet de détente CC′. Celui-ci est percé de larges ouvertures, qui ne cessent d'admettre que lorsqu'elles viennent se glisser sous les tasseaux D, D′.

Ces derniers sont fixes pour un régime déterminé. Mais on reste maître de le modifier, en écartant plus ou moins ces tuiles l'une de l'autre. A cet effet, les bielles E, E′ relient les deux tasseaux au levier coudé F*f*. Suivant que l'on tourne la poignée F dans un sens ou dans l'autre, on tend à écarter ou à rapprocher les taquets l'un de l'autre. Mais la réalisation de ce mouvement présente une particularité assez curieuse.

Supposons d'abord que l'on tourne très doucement la clef F, tandis que la pièce CC′, entraînée par son excentrique, possède une allure rapide. On sait que le frottement ne dépend que du mouve-

ment relatif, et qu'il lui est opposé. Celui-ci sera, pour l'un des tasseaux, la somme, et pour l'autre, la différence de leur déplacement propre et de celui de CC'. Mais ce dernier étant prépondérant d'après l'hypothèse, les deux résultantes sont de même sens. Les frottements le seront donc eux-mêmes, et, par suite, leurs moments auront des signes contraires par rapport au point fixe *f*. Les forces considérables dues à la pression exercée par la vapeur sur le dos des tasseaux, s'équilibrent d'après cela mutuellement, et le mécanicien peut exécuter sa manœuvre sans difficulté.

Supposons, au contraire, que ce dernier cherche à influencer vivement le levier F. S'il y réussit, les tasseaux acquérant, dans des sens opposés, des mouvements plus importants que le déplacement que prend CC' au-dessous d'eux, les mouvements relatifs seront de sens contraires, et les moments des frottements par rapport à *f* de même signe. La main du mécanicien rencontrera donc ce double obstacle, qu'elle sera ordinairement impuissante à vaincre.

En outre de la variation de détente due à l'écartement ou au rapprochement des tasseaux D, D', on peut également réaliser le changement de marche. Il suffit pour cela de tourner de 180° l'excentrique du tiroir normal BB'. On commence à cet effet par mouvoir les tasseaux jusqu'à intercepter complètement la vapeur. Dès lors, l'espace subordonné se vide dans le condenseur, et le tiroir ne supporte plus aucune pression dorsale. On ne rencontre donc plus de résistance sérieuse à le transporter par les moyens ordinaires, de manière à lui donner une avance de 180°.

731 — Si l'on veut construire le diagramme de Zeuner, le tiroir étant normal, son excentricité OA (fig. 421) doit être portée à angle droit sur la ligne des points morts, pour former le diamètre du cercle représentatif. Admettons qu'en raison d'une liaison cinématique convenablement constituée [1], l'excentrique fictif du taquet de détente, dans ses divers crans de relevage, varie comme le rayon vecteur OB du cercle qui a pour centre A, et OA comme rayon. Le mouvement du taquet sera représenté par le rayon vecteur du

[1] Elle a été indiquée par M. Marcel Deprez ; mais elle présente quelque complication, et, pour abréger, j'en supprimerai ici la description.

cercle décrit sur la droite symétrique OB_1 comme diamètre (nº 641), et le mouvement relatif aura pour excentrique fictif OC, d'après le théorème du parallélogramme des excentricités (nº 724).

On remarquera que OC = AB, quantité constante. La course relative du taquet par rapport au tiroir est donc invariable.

On voit également que le lieu géométrique du centre d'excentricité C du mouvement relatif est le cercle décrit autour de O avec un rayon égal à l'excentricité du tiroir.

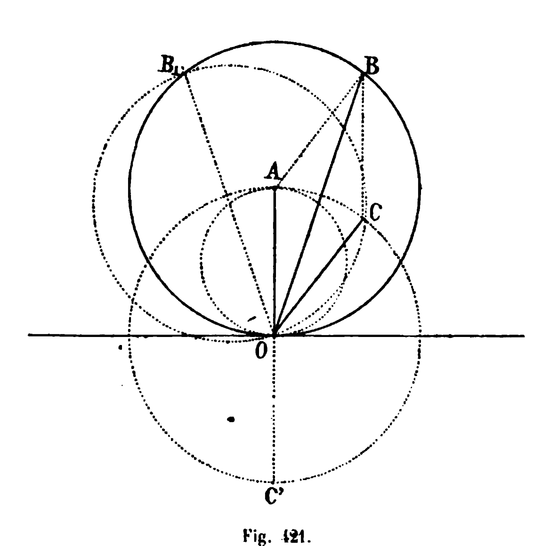


Fig. 121.

Dans le cas où l'on supposerait le taquet sans recouvrement par rapport aux lumières du tiroir, c'est dans sa position *relative* normale qu'il couperait la vapeur; c'est-à-dire au moment où l'excentricité OC' de ce mouvement relatif atteint la position perpendiculaire à la ligne des points morts. Or, c'est à cet instant que le mouvement longitudinal est le plus rapide. Ce système coupe donc la vapeur de la manière la plus avantageuse au point de vue du laminage.

Comme d'ailleurs OC est la position initiale de cette excentricité fictive qui coïncide avec le passage au point mort, on voit que l'admission a duré pendant l'angle de rotation COC', lequel peut, suivant le cran de relevage, approcher autant que l'on voudra de 180°. On peut, par conséquent, réaliser ainsi les plus longues admissions, et même au besoin la pleine pression.

Il est clair en outre que dans le cours d'une rotation de 180°, la position verticale ne saurait être traversée plus d'une fois. On ne court donc pas le même risque qu'avec la détente Meyer, de réadmettre une seconde fois la vapeur.

§ 5

DISTRIBUTION POLONCEAU

732 — Le système Polonceau ([1]) présente au premier abord une certaine analogie d'aspect avec la distribution Meyer; mais il en diffère profondément, en ce qu'au lieu de faire varier la longueur totale d'un taquet de détente de course constante, on lui assigne une longueur fixe en disposant de son parcours.

Imaginons deux coulisses de Gooch (n° 703), projetées l'une sur l'autre et conduites par les mêmes barres d'excentrique (fig. 422, 423). On y insère deux coulisseaux, avec des relevages indépendants, pour gouverner le tiroir et le taquet.

Nous avons vu (n° 705) que les mouvements ainsi réalisés sont ceux d'excentriques circulaires fictifs, et peuvent être représentés par les équations :

$$x = A \sin \varphi + B \cos \varphi,$$
$$x' = A' \sin \varphi + B' \cos \varphi.$$

Toutefois nous devons supposer ici :

$$B = B',$$

afin que, lors du passage de la manivelle au point mort, quand $\varphi = 0$, les déplacements (alors réduits à B et B') soient égaux entre eux, en vue de réaliser la constance des avances. On tire de là, pour représenter le mouvement relatif :

$$x - x' = (A - A') \sin \varphi.$$

C'est l'équation du mouvement d'un tiroir normal, dont l'excen-

([1]) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 231. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 182. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 366. — Krauss. *Civil Ingenieur*, t. VI, p. 110.

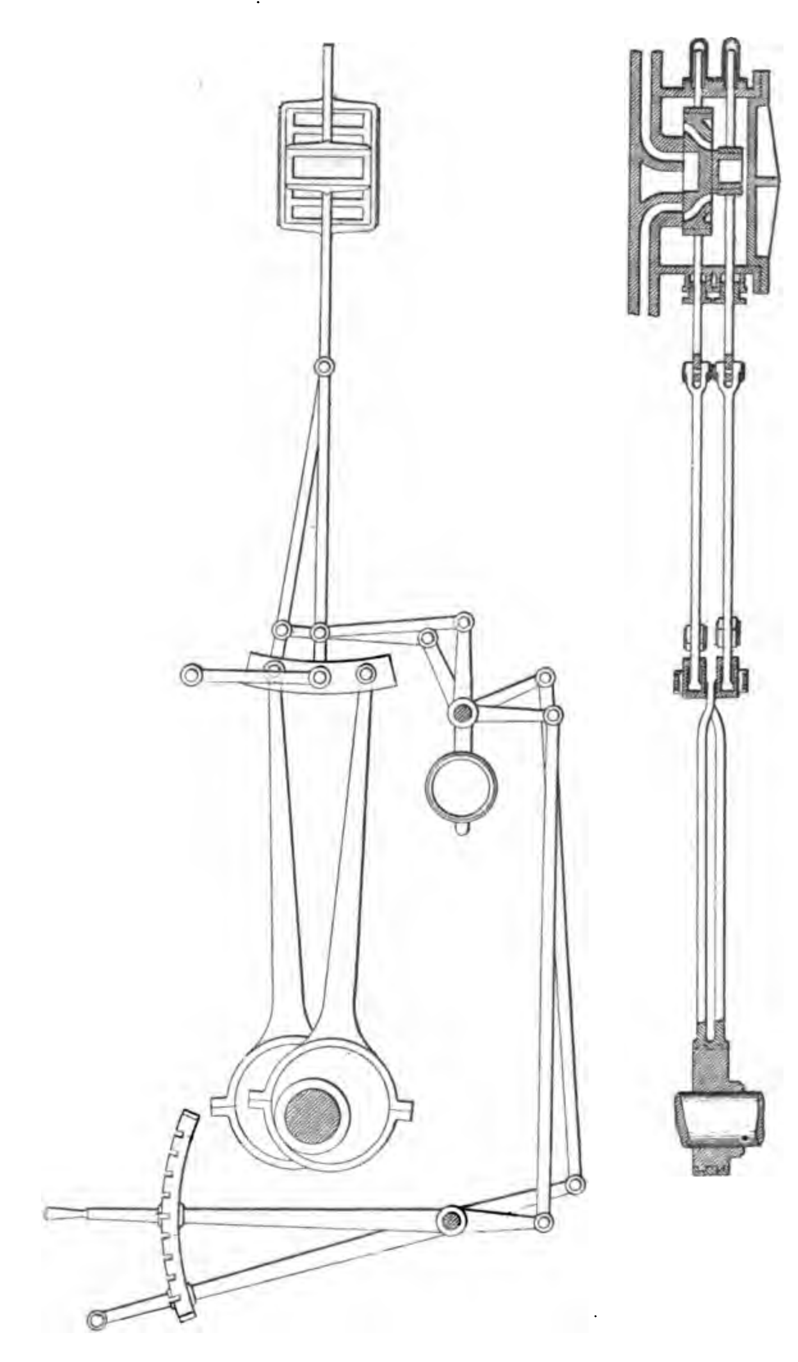


Fig. 122 et 123. — Distribution Polonceau (élévation et coupe longitudinale).

trique serait calé à angle droit sur la ligne des points morts sans avance angulaire. Sa course 2 (A — A′) sera d'ailleurs variable, puisque A et A′ dépendent des crans de relevage.

Si l'on met, par exemple, le coulisseau du tiroir à fond de course, et celui du tasseau au point mort de la coulisse, celui-ci devient à peu près immobile, et le tiroir, alors doué de sa plus grande excursion, vient faire obturer par lui sa lumière pour déterminer la détente. Si l'on met le second coulisseau à l'extrémité opposée, le tasseau s'avance au-devant du tiroir de manière à couper encore plus tôt la vapeur. Si, au contraire, les deux coulisseaux se trouvent au même fond de course de leurs coulisses respectives, les deux corps marcheront ensemble sans prendre aucun mouvement relatif, et l'on se retrouvera dans le cas de la distribution par tiroir unique.

On est obligé, pour obtenir une avance à l'admission, de donner au tasseau un *recouvrement négatif* — ρ (n° 630). En effet le tiroir normal fictif auquel nous l'assimilons au point de vue de son mouvement relatif, ne commence à découvrir qu'à partir du point mort de la manivelle. Il s'ensuit que si le tasseau vient au-devant du tiroir, c'est quand il aura parcouru un espace égal à ce découvrement ρ que la vapeur sera interceptée. Ce sera donc, d'après l'équation ci-dessus, après un déplacement angulaire ε qui a pour valeur :

$$\sin \varepsilon = \frac{\rho}{A - A'}.$$

Nous voyons par là que l'admission maximum est de 90 degrés, correspondant au milieu de la course. On se trouve alors placé dans les plus mauvaises conditions. Si en effet nous envisageons la vitesse relative :

$$\frac{d(x - x')}{dt} = (A - A') \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt},$$

nous reconnaissons qu'elle s'annule dans ce cas. Le taquet viendra donc fermer mollement les lumières du tiroir, et l'influence de l'étirage sera aussi accentuée que possible.

La détente Polonceau présentant un dispositif analogue au système Meyer, expose comme ce dernier à l'inconvénient d'une seconde admission en fin de course, lorsque les dimensions en sont mal combinées.

§ 6

DISTRIBUTION GONZENBACH

733 — La détente de Gonzenbach [1] est à deux tiroirs. Mais ceux-ci ne se meuvent pas, comme dans tous les systèmes précé-

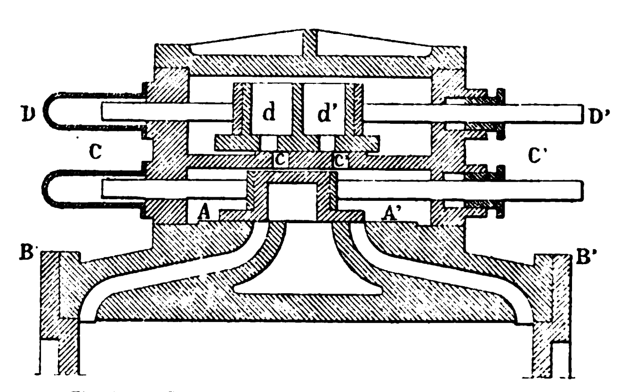


Fig. 424. — Distribution Gonzenbach (coupe longitudinale).

dents, au contact l'un de l'autre. Le tiroir proprement dit AA' (fig. 424) glisse directement sur la glace BB' du cylindre, et c'est sur le ciel CC' de la boîte à vapeur dans laquelle il se meut, qu'oscille de son côté le taquet de détente DD', percé de deux ouvertures *d*, *d'*. Selon que ces dernières se trouvent ou non en concordance avec les orifices *c*, *c'* qui sont pratiqués à travers la

[1] Zeuner (*Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p. 184. — *Civil Ingenieur*, t. III). — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 221. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 46. — Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 231. — Machine d'Œrlikon. *Portefeuille économique des machines*, avril 1890. — Machine Olry Grandemange. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, 3e trimestre, p. 241. — Machine Taxman. Buchetti. *Les machines à vapeur à l'Exposition de* 1889, p. 11.

cloison C [1], la vapeur du compartiment supérieur peut ou non s'introduire dans la chambre inférieure, et de là dans le cylindre, si le tiroir le lui permet (ce qui a lieu d'ailleurs pendant presque tout le temps, car on emploie un tiroir normal, ou d'un faible recouvrement).

Le tiroir A est manœuvré à l'aide de deux excentriques E, E′ (fig. 425), qui commandent une coulisse de Stephenson F, F′. Mais on n'emploie celle-ci qu'à fond de course, ou à son point mort, de manière à réaliser le changement de marche ou le cran d'arrêt.

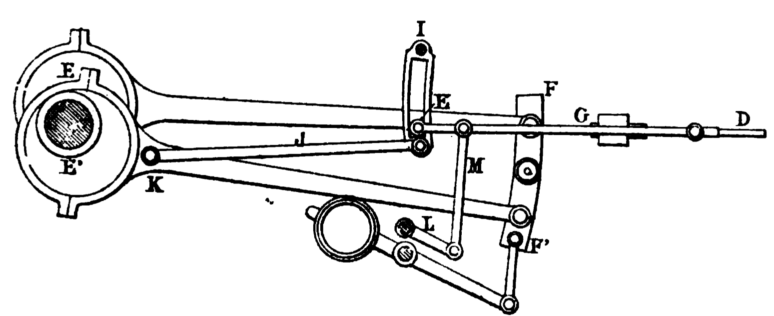


Fig. 425. — Distribution Gonzenbach (élévation).

Quant à la variation de détente, elle s'obtient à l'aide du taquet D (fig. 424).

Celui-ci est conduit, à l'aide de la bielle G (fig. 425), par un bouton H engagé dans une coulisse qui oscille autour du point fixe I, sous l'empire d'une tringle J, que gouverne une articulation K montée sur l'excentrique *d'arrière*. Le mouvement de cet organe détermine le balancement de la pièce III, et le mouvement de va-et-vient de la tuile de détente. Pour en faire varier l'amplitude, on opère le relèvement de la tringle G à l'aide du levier L et de la bielle M. On rapproche ainsi plus ou moins le coulisseau H du centre d'oscillation I.

734 — Les orifices de la tuile sont plus grands que ceux de la cloison. Si donc leurs axes coïncident à un certain moment, on

[1] Les lumières *c*, *c′* pourraient d'ailleurs être réduites théoriquement à une seule. C'est uniquement pour réaliser les avantages du tiroir à grille (n° 659), que l'on a ainsi dédoublé l'ouverture de communication entre les deux enceintes.

peut être assuré que l'admission est déjà ouverte depuis un temps notable. Cette coïncidence ne saurait par conséquent se produire pour le point mort de la manivelle, sous peine de déterminer une énorme avance à l'admission, qui serait de nature à créer, pendant la course rétrograde, une contre-pression extrêmement nuisible. La tuile ne doit au contraire arriver à sa position normale qu'après le passage de la manivelle par le point mort, ce qui est précisément l'inverse des conditions ordinaires, dans lesquelles le tiroir unique doit avoir alors dépassé sa position médiane, d'un certain intervalle appelé avance angulaire. En un mot, on doit caler la tuile de la distribution Gonzenbach avec un *retard angulaire*. corrélatif de son *recouvrement négatif*. Aussi prend-on sur l'excentrique d'arrière C', pour la marche en avant, la commande de la coulisse III qui gouverne le taquet de détente.

Il suit de là un grave défaut de ce système; car la détente devient impossible dans la marche en arrière. Il faudrait en effet pour l'avoir, disposer de même d'une articulation H' prise sur l'autre excentrique; et le mécanisme ne la présente pas. On doit commencer, quand on veut renverser la marche, par relever le bouton H à fond de course en I. Alors la tuile devient immobile dans la position normale, et permet le passage permanent de la vapeur à travers la cloison.

Si le manque de symétrie entre les deux sens de la distribution est à la rigueur supportable dans les locomotives, qui ne fonctionnent qu'exceptionnellement à la marche en arrière, il deviendrait inadmissible pour une machine d'extraction, dont les deux ordres de manœuvres doivent se trouver placés dans des conditions absolument équivalentes.

Un autre défaut de la détente Gonzenbach consiste dans l'exagération de l'espace nuisible, qui comprend alors tout le volume de la chambre à vapeur inférieure. Pour ces divers motifs, ce système a été fortement critiqué ([1]), et nous ne nous étendrons pas davantage à son sujet.

([1]) Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 364.

§ 7

DISTRIBUTION BONJOUR

735 — Dans celui de ses deux systèmes de distribution (1) où M. Bonjour fait intervenir la commande directe par la vapeur, cet ingénieur emploie un double tiroir (2). Un taquet de détente d'une seule pièce est directement attaqué par une tige qui règne dans toute la longueur de la boîte à vapeur, et qui se termine à chacune de ses extrémités par un petit piston engagé dans un cylindre. Mais ces deux corps de pompe remplissent des fonctions très différentes.

L'un d'eux reçoit la vapeur de la part d'un distributeur, qui est actionné par une coulisse de Stephenson parfaitement équilibrée, et placée sous la dépendance directe du régulateur à boules. Si la machine vient à s'accélérer, le manchon de ce dernier monte, et relève la coulisse. Le petit piston reçoit plus tôt la vapeur, et coupe d'autant plus tôt aussi l'admission dans le cylindre moteur.

L'autre corps de pompe a pour fonction d'amortir le lancé de la distribution. C'est un *dash-pot* rempli d'eau glycérinée. Il présente dans ses parois des rainures tronc-coniques, analogues à celles du piston-distributeur de la machine à colonne d'eau (3). Lorsque celui-ci se trouve au milieu de sa course, le liquide reflue librement; mais quand on approche des extrémités, la décroissance de la section offerte au passage du fluide crée une résistance rapidement croissante, qui atténue efficacement le choc.

On obtient ainsi une distribution sans déclics, sans articulations, sans frottements importants. La course est réduite, car le tiroir a très peu de recouvrement. Le régulateur ne surmonte que de faibles efforts. L'admission peut osciller dans des limites très étendues. A la vérité, les variations de tension du générateur semblent de nature à introduire quelque incertitude dans le jeu du petit piston;

(1) Voy. nos 658 et 735.

(2) Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 212.

(3) Voy. t. I, p. 318.

mais il faut remarquer que la pression sur le dos des plaques se modifie par cela même, et avec elle le frottement, d'où résulte une certaine compensation. Ajoutons que la vapeur de la distribution n'est pas perdue. On l'évacue dans le grand cylindre des moteurs compound (1), où elle travaille pour son propre compte (2).

(1) Voy. chap. XLVIII.

(2) D'autres systèmes de distribution par impulsion directe de vapeur ont été indiqués par MM. BAKER (*American machinist*, 16 mai 1885). — MARCEL DEPREZ. — HOFFMANN. *Ibidem*, 4 juin 1887, p. 4. — HORSFIELD (*Scientific American*, 22 août 1885, p. 115.) — LAURENT MARIUS Procédé de distribution à organes très petits. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, octobre 1883, p. 994.

CHAPITRE XLII

DISTRIBUTIONS A EXCENTRIQUE UNIQUE

—

§ 1

EXCENTRIQUE UNIQUE

786 — *Généralités.* — On a pu reconnaître dans le chapitre XL avec quelle fécondité de moyens les constructeurs ont su mettre en œuvre la commande d'une coulisse par deux excentriques. Toutefois, on est arrivé à se préoccuper, peut-être même avec quelque exagération, du travail perdu par le frottement de ces organes, lequel croît en effet avec leur rayon de courbure ([1]).

On a imaginé, dans cet ordre d'idées, des *distributions à excentrique unique* que nous envisagerons dans ce premier paragraphe.

On est arrivé en outre jusqu'à supprimer ce dernier excentrique, en le remplaçant par un prolongement de la manivelle au delà de l'arbre moteur. On obtient par là des *distributions à contre-manivelle,* auxquelles nous consacrerons le § 2 du présent chapitre. Mais une nuance seulement les sépare des précédentes, car nous pouvons considérer la contre-manivelle comme constituant, dans notre pensée, un excentrique calé à 180° de la manivelle, c'est-à-dire avec une avance angulaire de 90°.

Enfin, l'on a songé à demander la commande, non plus au prolongement de la manivelle, mais à cet organe lui-même, en articulant en certains points de la bielle motrice les tringles de renvoi

([1]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 367.

qui actionnent les tiroirs. On donne à ces derniers systèmes le nom de *distributions radiales* (¹). Nous les étudierons dans le paragraphe 3. Ce principe se rattache encore dans une certaine mesure au premier; la manivelle motrice se confondant, au point de vue abstrait, avec un excentrique dont l'avance angulaire aurait crû jusqu'à 270°.

Enfin nous envisagerons, dans le paragraphe 4, sous le nom d'*excentriques variables*, des distributions dans lesquelles un excentrique unique arrive à suffire aux diverses fonctions voulues, au moyen de la variation directe de son angle de calage (²).

(¹) On définit parfois cette dénomination avec plus de généralité, en disant que le mouvement du tiroir est alors commandé par un point quelconque d'une bielle dont une extrémité décrit une courbe fermée, et l'autre une courbe ouverte, qui sera souvent une droite (Léauté. Sur les trajectoires des divers points d'une bielle en mouvement. — Règles pratiques pour la substitution à un arc donné de certaines courbes engendrées par les points d'une bielle en mouvement, etc. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 7 mai, 4 juin 1883. — Sur une famille de courbes qui se rencontrent dans les transmissions de mouvement par bielles. *Journal de l'École polytechnique*, 53ᵉ cahier, p. 59).

(²) Pour l'étude des distributions de ces diverses catégories, on peut consulter les travaux suivants : Boulvin. Étude sur les distributions sans excentriques (*Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*. 1884. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2ᵉ série, t. XVI, p. 543). — Graham. On radial valve Gears. *The Engineer*, 23 février, 30 mars, 17 avril, 29 juin 1883, 5 juin 1885. — *Engineering*, 17 septembre, 8 octobre 1886). — Traduction G. Richard. Les distributions radiales. *Revue générale des chemins de fer*, avril 1888, p. 215. — Angus Sinclair. Tests comparing radial motion and link motion locomotives. *The railway Engineer*, mai 1888. — Smith. *The railroad and engineering Journal*, février 1890, p. 60. — Burg. Link motion and expansion Gears. *Revue générale des chemins de fer*, avril 1888, p. 216.

Indépendamment de ceux de ces systèmes qui sont décrits dans ce chapitre, je mentionnerai encore les suivants : Angstrom (*Revue générale des chemins de fer*, avril 1888, p. 224. — *Journal of Franklin Institute*, décembre 1883, p. 460). — Ch. Bourdon. *Génie civil*, 10 juillet 1886, p. 166. — Bremme. — Brown (*Revue générale des chemins de fer*, p. 225. — *Engineering*, 1ᵉʳ octobre 1880, p. 271. — Boulvin. *Étude sur les distributions sans excentriques*. — *Congrès international de mécanique appliquée de 1880*, t. II, p. 127). — Dandy. Collier-coulisse monté sur un seul excentrique. — Demoulin. *Génie civil*, t. XIV, p. 11. — Bryce Douglas. *Revue générale des chemins de fer*, janvier 1887, p. 32. — Fischer. Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, pl. VI, fig. 6. — Hackworth. (Burg. *Link motion*, etc. — *Engineering*, 24 janvier 1890, p. 96). — Hartley. *Scientific American*. 15 octobre 1887, p. 242. — Hawthorn. *Burg. Link Motion*, etc. — Couche. *Voie, matériel roulant*, etc., t. III, pl. V, fig. 63. — Hill. — Howe. *The Engineer*, 31 juillet 1880. — Kirk. *Engineering*, 30 janvier 1882, p. 111. — Kitson. *Ibidem*, août 1880, p. 159. — Klug. *Revue industrielle*, 25 octobre 1882, p. 421. — Laharpe (*Annales industrielles*, 1883, II, p. 244. — *Scientific American Supplement*, 17 novembre 1883). — Marshall Bienaymé. *Les machines marines*, p. 258. — *Engineering*, 13 août 1880, p. 127;

787 — *Distribution Walschaert.* — La distribution de Walschaert [1], qui porte également le nom d'Heusinger de Waldegg [2], ne renferme qu'un seul excentrique OE (fig. 426), calé perpendiculairement à la manivelle motrice OM. Une bielle EC le relie à l'extrémité d'une coulisse CC′ qui oscille sur son milieu *c*. Un coulisseau H s'y trouve engagé. Il est rattaché à l'articulation K par la tringle HK, que l'on peut déplacer à l'aide de la bielle de relevage R. Une barre TP, actionnée par cette tringle, s'articule en l'une de ses extrémités T à la tige du tiroir, tandis que la seconde P est engagée dans une fourchette portée par la crosse du piston. Une articulation directe serait inadmissible en ce point, car elle mettrait la pièce TP dans l'impossibilité de prendre diverses inclinaisons entre les deux droites parallèles TT′ et PP′.

788 — Cette distribution assure la constance des avances. Appliquons en effet le théorème de Guinotte à la droite PK, de manière à déduire le mouvement de l'articulation T de ceux de K et de P.

D'une part, le point P se meut comme le piston, c'est-à-dire

4 novembre 1881. — *Annales des mines*, 8e série, t. XVII, p. 470. — Madamet. *Considérations géométriques relatives aux systèmes Marshall, Joy et autres*, in-8°. — *Revue génévale des chemins de fer*, avril 1888, p. 220). — Melling (Burg. *Link motion*, etc. — Clarke. *Railway machinery*, p. 29. — Couche. *Voie, matériel roulant*, etc., t. III, pl. V, fig. 62). — Morton (*Revue générale des chemins de fer*, juillet 1886, p. 33. — *The Steamship*, 2 septembre 1889, p. 107). — Normand. *Génie civil*, t. XIV, p. 61. — Ommany (*Dingler's polytechnisches Journal*, vol. CCXII, 1874. — *The Engineer*, 11 mai 1883). — Raeker. *Dingler's polytechnisches Journal*, vol. CCXII. — Reynolds. — Richardson. *American machinist*, 26 mai 1883. — Sisson. — De Solms (Bienaymé. *Les machines marines*, p. 253. — *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, août, octobre 1887). — Stevart et Hope. Couche. *Voie, matériel roulant*, etc., t. III, p. 349. — Strong. — Swan. — Tatham. *Dingler's polytechnisches Journal*, vol. CCXII, pl. I. — Weber. *Ibidem*. — Whestone. *Journal of Franklin Institute*, février 1882, p. 107. — Wilson. *Engineering*, 24 janvier 1890, p. 99.

(1) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p 141. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 141. — Spineux. *De la distribution dans les machines à vapeur*, p. 86. — Coste et Maniquet (*Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 283. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III. p. 340. — Gustave Richard. *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1878, avril 1881. — Schmidt. *Zeitschrift des œsterreichischen Ingenieur Vereins*, 1866.

(2) Ces deux distributions ne diffèrent que par le sens de la concavité de la coulisse, et certains détails sans importance.

comme la projection horizontale de M, qui est reliée à ce dernier par la bielle motrice.

En second lieu, l'excentrique E imprime, par l'intermédiaire de la barre EC, un mouvement horizontal égal à celui qu'il possède en propre, à l'extrémité C de la coulisse circulaire. Celle-ci tournant sur son milieu, transmet au coulisseau H ce même déplacement réduit dans le rapport $\frac{\overline{cH}}{\overline{cC}}$. Enfin le point H communique intégralement ce dernier mouvement à l'articulation K, par l'intermédiaire de la tringle HK.

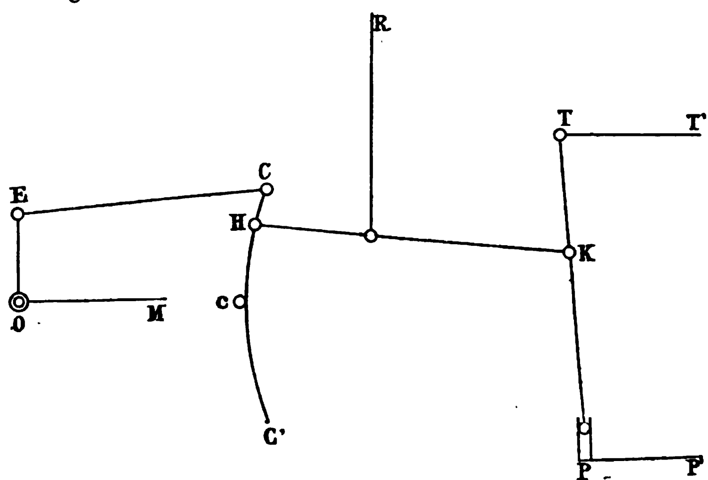


Fig. 426. — Distribution Walschaert (figure schématique).

On voit donc que les deux extrémités de la barre PK sont conduites respectivement par le rayon OM, et par une excentricité fictive, rectangulaire sur la première, et égale à $\overline{OE} \times \frac{\overline{cH}}{\overline{cC}}$.

Portons la première longueur en ωm (fig. 427), et menons perpendiculairement la seconde en ωn. Tirons la corde mn des deux centres d'excentricité, et construisons y un point homologue de la position de T sur la droite PK. A cet effet, prolongeons mn en mt dans le rapport $\frac{\overline{TP}}{\overline{KP}}$. Nous obtiendrons en ωt l'excentricité fictive capable d'engendrer le mouvement du tiroir.

Si l'on vient ensuite à effectuer des relevages, le rapport $\frac{\overline{cH}}{\overline{cC}}$ variera en conséquence, mais ωm ne change pas, non plus que la direction de la perpendiculaire. La valeur seule de ωn sera donc modifiée. Elle deviendra $\omega n'$, $\omega n''$....., et le lieu géométrique de son extrémité sera la perpendiculaire ωn. Comme d'ailleurs le rapport $\frac{\overline{TP}}{\overline{KP}}$ reste fixe, celui des extrémités t sera de même la parallèle θt. Tous les cercles de Zeuner décrits sur ωt, $\omega t'$, $\omega t''$..., couperont donc la direction du mouvement au même point θ, et par conséquent le tiroir occupera toujours la même position pour le passage au point mort, ce qui constitue la constance de l'avance à l'admission.

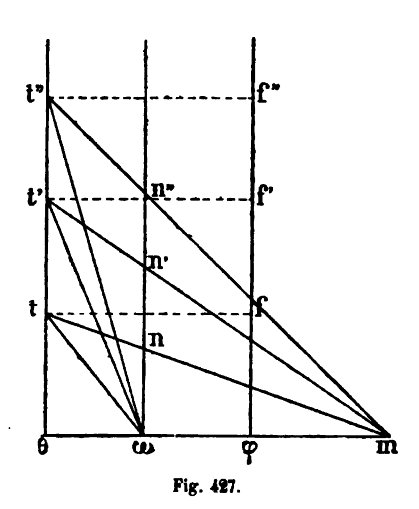


Fig. 427.

Les centres de l'excentrique fictif se trouveront d'ailleurs en f, f', f''...., (n° 641) aux points symétriques de t, t', t''...., par rapport à la droite ωn. Leur lieu géométrique sera par suite la droite φf perpendiculaire à la ligne des points morts [1].

739 — MM. Belpaire et Stévart ont imaginé, pour les machines conjuguées dont les deux manivelles sont couplées à angle droit sur le même arbre, une combinaison qui reproduit le principe de l'excentrique unique de Walschaert calé perpendiculairement à la manivelle motrice. On fait alors conduire le tiroir de chacun des deux moteurs par la crossette du piston de l'autre [2].

[1] Nous avons déjà reconnu pour la distribution de Gooch cette même propriété, qui est caractéristique de la constance des avances. Nous verrons plus tard (chap. XLV) que, pour la coulisse de Stephenson, ce lieu est une parabole.

[2] Cette solution, imaginée principalement en vue des locomotives, a été appliquée, en 1868, aux machines destinées à remonter les trains sur les grands plans inclinés de

740 — *Distribution Guinotte.* — La distribution Guinotte [1] est à deux tiroirs. Elle a été réalisée par son auteur suivant un très grand nombre de types actionnés par deux excentriques et une coulisse de Gooch. Mais je décrirai ici de préférence l'une de ses formes les plus intéressantes, qui prend pour point de départ le mécanisme de Walschaert avec un seul excentrique.

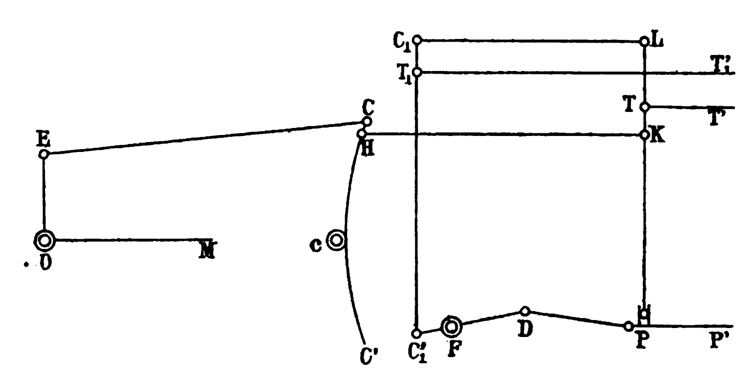


Fig. 428. — Distribution Guinotte (figure schématique).

Nous retrouvons en effet sur le croquis 428 les éléments MOECcC'HKPP'TT' de la figure 426. Toutefois la coulisse CC' ne sert plus, dans le cas actuel, qu'à déterminer le changement de marche, et le coulisseau H s'y engage toujours à fond de course, en C ou en C'. La variation de détente s'obtient à l'aide des organes

Liège (J. Boulvin. Étude sur la distribution sans excentriques. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*, 1884. — *Annales des travaux publics de Belgique*, t. XXVI).

(1) Guinotte. *Étude générale sur la détente variable.* Mons, 1871, in-8°. — Petau. Machines à vapeur d'extraction du système Guinotte. *Publication industrielle d'Armengaud*, t. XXII, 1875 et 1876. — Herdner. Étude sur les distributions par tiroirs et en particulier sur le système Guinotte. *Annales des mines*, juillet-août 1877. — Pichault (Théorie de la distribution à deux tiroirs. *Annales industrielles*, janvier 1874. — *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 300). — Timmermanns. Étude sur les machines d'extraction à détente, p. 36 et 50. — Dwelshauvers Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXIV, p. 160. — Chansselle. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, septembre 1876, p. 21. — Alfred Évrard. *Traité d'exploitation des mines*, t. II, p. 202. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 360. — Isidore Claeys. Essai d'une théorie générale des coulisses. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*, 1890. — Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 154.

complémentaires qu'il nous reste à énumérer, et qui déterminent le mouvement du tasseau T_1'.

Le coulisseau H actionne, par l'intermédiaire de la bielle HK, la barre PKTL. Celle-ci conduit directement, par son articulation T, le tiroir proprement dit T'. Elle commande en outre, à son extrémité L, au moyen de la bielle LC_1, la coulisse C_1C_1', qui est suspendue par sa partie inférieure C_1' à un balancier $C_1'D$ oscillant sur le point fixe F. La seconde extrémité D de ce balancier est influencée par la tige du piston P, au moyen de la barre DP. Sur la coulisse C_1C_1' se trouve engagé un coulisseau T_1, conduisant le taquet de détente T'_1 qui se meut sur le tiroir T.

741 — On peut réaliser avec cette distribution la constance des avances.

Portons en effet en ωm (fig. 429) la longueur de la manivelle OM (fig. 428), dont le bouton M possède le mouvement horizontal du piston P; et en ωe l'excentricité OE, dont l'extrémité E' reproduit celui de C, ou de K. Pour appliquer le théorème de Guinotte à la barre PKTL, dont le point L se meut comme C_1, traçons la ligne *me* et prolongeons-la en $metc_1$, suivant les rapports respectifs des segments PKTL. La droite ωt nous représentera l'excentricité qui conduit le tiroir T, et ωc_1 celle du point L, ou de C_1.

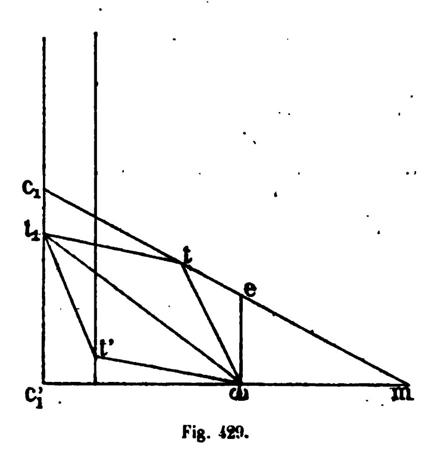


Fig. 429.

D'autre part le mouvement horizontal de M, ou de P, appartient également à D, et par suite (sauf le sens, et sauf amplification suivant le rapport $\frac{\overline{FC'_1}}{\overline{FD}}$), il représente aussi le déplacement de C'_1.

Nous connaissons donc les mouvements des deux extrémités C_1 et C'_1 de la coulisse C_1C_1', sur laquelle glisse le coulisseau T'_1.

Pour lui appliquer également le théorème de Guinotte, prenons en $\omega c_1'$ (à l'opposé de ωm, pour avoir égard à l'opposition de sens du mouvement), la longueur $\overline{OM} \times \frac{\overline{FC'_1}}{\overline{FD}}$. Nous aurons en $\omega c'_1$ et ωc_1 les excentricités qui conduisent C_1 et C_1'. Joignons $c_1c'_1$, et divisons cette droite en t_1 dans le rapport des segments $C_1T_1C'_1$. En tirant ωt_1, nous obtiendrons l'excentricité fictive qui conduit T_1, ainsi que le taquet de détente T'_1.

Ayant en ωt et ωt_1 les excentriques qui actionnent les deux tiroirs T' et T'_1, nous formerons, pour connaître leur mouvement relatif, le parallélogramme $\omega t t_1 t'$; et $\omega t'$ sera l'excentrique fictif.

Lorsque l'on effectuera divers relevages, le point t_1 se déplacera sur la droite $c_1c'_1$, qui en constitue ainsi le lieu géométrique. Celui de t' sera dès lors une droite parallèle. Pour que l'avance soit constante, il faut que la projection de l'extrémité du diamètre du cercle de Zeuner sur la ligne des points morts reste toujours la même, ou que c_1c_1' soit perpendiculaire à la droite ωm. Il suffit évidemment pour cela de disposer convenablement de la valeur du rapport $\frac{\overline{FC'_1}}{\overline{FD}}$ des bras du balancier. Comme le lieu géométrique de t' est une droite parallèle, l'avance sera de même constante dans le mouvement relatif; et comme conséquence de ces deux circonstances, elle le sera encore dans le mouvement propre du taquet de détente.

En ce qui concerne la marche en arrière, le coulisseau T_1 venant en C'_1, l'on devra porter ωe *au-dessous* de la droite ωm, et la figure se reproduira symétriquement sans aucune autre modification.

§ 2

CONTRE-MANIVELLE

742 — *Distribution Pius Finck.* La distribution de Pius Finck (¹) est la première pour laquelle on ait emprunté la com-

(¹) Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs.* Traduction Débize et Mérijot, p. 153.

mande au prolongement de la manivelle motrice. Elle a été dès son origine très remarquée en raison de sa simplicité. Cependant son emploi ne s'est pas répandu à cause de l'usure rapide des organes, qui arrive bientôt à jeter de l'incertitude sur les résultats, et notamment sur la constance des avances, que l'auteur s'était proposé de réaliser. Elle a été abandonnée pour les locomotives, et ne se rencontre guère que dans quelques machines marines. Je me contenterai donc à son égard d'une simple description.

Sur l'arbre moteur O (fig. 430) est calée la manivelle A, et à

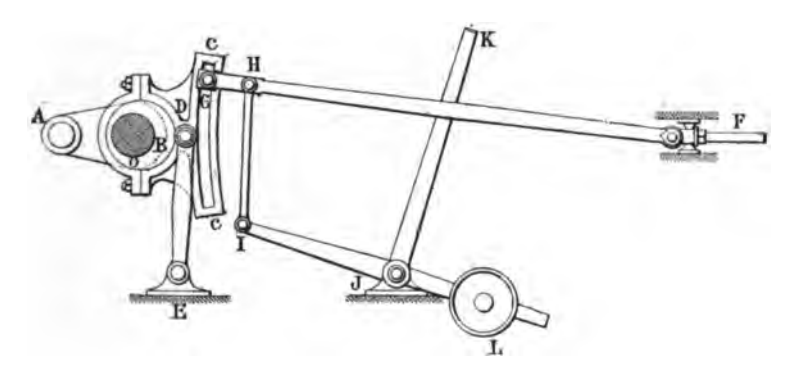


Fig. 430. — Distribution Pius Finck (élévation).

l'opposé l'excentrique B. Son collier C est assemblé en D à un levier DE, qui oscille sur le point fixe E, et assujettit l'articulation D à décrire un arc de cercle peu différent de la ligne des points morts OF. Ce collier porte en outre une coulisse, dans laquelle est engagé le bouton G, qui commande la bielle GF du tiroir. Le système de relevage de cette barre comprend une bride HI, que commande le levier coudé IJK, équilibré en L. On le manœuvre en agissant sur sa branche K. En rapprochant ainsi plus ou moins le coulisseau G

— Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 148. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 255. — Couche. *Voie, matériel roulant, exploitation technique des chemins de fer*, t. III, p. 351. — Jenni. *Berg und Hüttenmännisches Jahrbuch der K. K. Schemnitzer Bergakademie*, t. VIII, 1859. — Von Grimburg. *Zeitschrift des œsterreichischen Ingenieur Vereins*, 1862.— Muller. *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, t. X, 1866. — Gustave Schmidt. *Ingenieur Vereins*, 1866. — Burgh. *Link motion and expansion Gear practically considered*, Londres, 1872.

du point mort de la coulisse, ou de chacune de ses extrémités, on arrive à communiquer au tiroir des mouvements respectivement opposés, et à en faire varier l'étendue.

743 — *Distribution Deprez.* — Dans la distribution à contre-manivelle de M. Deprez [1], la tige AA du tiroir (fig. 431) est guidée

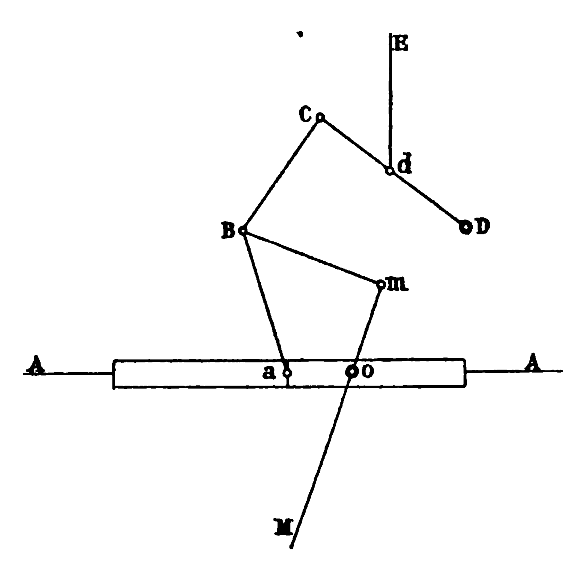


Fig. 431. — Distribution radiale Deprez (figure schématique).

en ligne droite, et porte une rainure qui embrasse l'arbre de rotation O. La manivelle motrice OM est prolongée par une contre-manivelle O*m*. De l'extrémité *m* de cette dernière, et du milieu *a* de la coulisse partent les branches égales *m*B, *a*B d'un compas, réunies en une articulation B [2].

[1] Combes. *Études analytiques sur la machine à vapeur*, p. 60. — Flachat. *Mémoires des Ingénieurs civils*, 19 novembre 1869, p. 519. — Chodzko. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. VII, p. 381. — *Ibidem*, 1872, p. 45. — *Bulletin des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, janvier 1873. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1872. — *Engineering*, juin 1875. — Haton de la Goupillière. Revue des progrès récents de la construction des machines à vapeur. *Annales des mines*, juillet-août 1879, p. 143.

[2] Pour permettre le jeu de l'appareil, on réalisera le rayon fictif *m*B au moyen d'un excentrique (fig. 432), et le rayon *a*B à l'aide d'une rainure circulaire pratiquée dans la pièce A autour du point *a*.

Imaginons que l'on arrête la manivelle dans une série de positions M_1, M_2, M_3, ..., constituant les instants remarquables du fonctionnement que l'on veut réaliser. Amenons de son côté le tiroir aux situations A_1, A_2, A_3, ..., que l'on veut dans ce but attribuer à cet organe. Le compas obéit, et son sommet prend de lui-même certaines positions B_1, B_2, B_3, ... Supposons d'abord

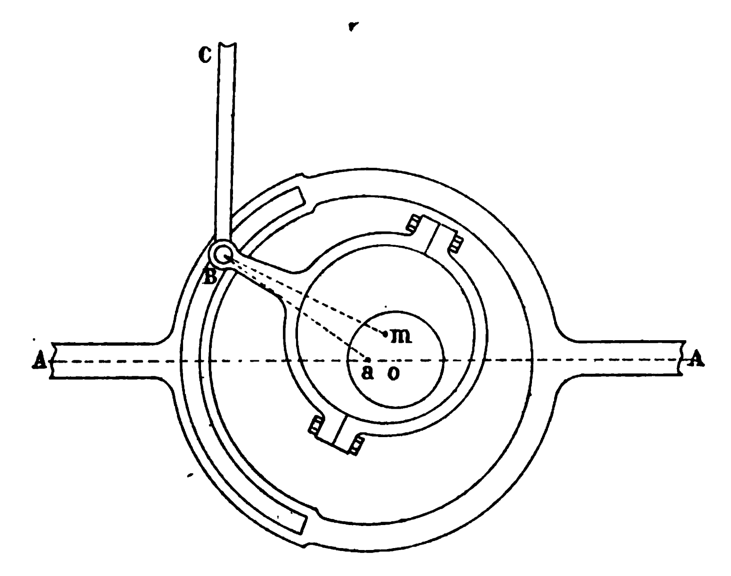


Fig. 132. — Distribution radiale Deprez (élévation).

que le problème que l'on se propose n'en comporte que trois. Dans ce cas, on fera passer un cercle par ces trois points B_1, B_2, B_3, et l'on déterminera son centre C, ainsi que son rayon CB. Puis on reliera le sommet du compas au centre ainsi trouvé, à l'aide d'un levier CB. Si alors on vient à effectuer la rotation continue de l'arbre, on est assuré que le tiroir prendra exactement les situations voulues aux instants considérés.

Si le problème était plus complexe, et comportait un plus grand nombre de points, on devrait se contenter d'une solution approximative, et déterminer un cercle qui se rapproche le mieux possible de toute la série des points B [1]. Il convient de remarquer toutefois

[1] Léauté (Tracé pratique du cercle qu'il convient de substituer à une courbe donnée

que la solution rigoureuse qui précède concerne notamment le cas, qui est presque le seul de la pratique courante, où l'on impose *a priori* la détente et les avances; c'est-à-dire le commencement de l'admission anticipée, et la fin de l'admission proprement dite, dans chacune des deux courses. Cela constitue, à la vérité, quatre conditions au lieu de trois; mais la symétrie des deux courses, ainsi que celle du mécanisme les rendent conciliables entre elles.

Supposons, en second lieu, que l'on veuille pouvoir changer arbitrairement de régime, et obtenir, pour de nouvelles positions M'_1, M'_2, M'_3, ..., de la manivelle, des situations A'_1, A'_2, A'_3, ..., du tiroir. On opérera de la même manière, et l'on déterminera le le centre C' d'un levier B'C', capable de réaliser cet état de choses. Mais l'on aura soin de s'imposer en outre la condition :

$$\overline{B'C'} = \overline{BC}.$$

Il est bien clair que, pour un nombre quelconque de points, on sera encore plus gêné dans les tâtonnements que dans le cas précédent par cette nouvelle condition.

Toutefois je ferai remarquer que la solution restera rigoureuse, si l'on n'envisage que deux positions A'_1, A'_2: car on pourra toujours faire passer par ces deux points un cercle de rayon donné BC. Or, ce cas se présentera précisément dans les conditions où l'on ne se préoccupe que de la variation de la détente (1); c'est-à-dire de la fin de l'admission dans l'une et l'autre course. Admettons donc que l'on ait trouvé, pour ce nouveau régime, une seconde position C' de l'extrémité du levier constant BC.

Concevons enfin que l'on envisage ainsi toute une série d'allures, ou si l'on veut de crans de détente, pour lesquels on aura trouvé une suite de points C, C', C'', C'''.... On cherchera le centre D et le rayon CD d'un arc de cercle qui les comprenne tous; problème qui

dans une étendue finie. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 3 décembre 1877. — Étude sur le rapprochement de deux arcs de courbes voisins. Application au cas d'un cercle. *Ibidem*, 24 juin 1878).

(1) Nous reviendrons plus loin (p. 744) sur la question de la constance des avances.

comportera une solution rigoureuse si l'on ne s'impose que trois régimes différents, ou seulement approximative dans les autres cas. On articulera au *point fixe* D un levier CD, relié à l'extrémité du précédent, et on lui adaptera une bielle de relevage *d*E. Dès lors, si l'on vient à manœuvrer cette dernière, pour amener l'articulation aux divers points C, C′, C″, ..., on est assuré de produire dans le moteur les résultats demandés.

744 — Ce principe fournit la constance des avances. Pour le prouver, je ferai remarquer que lorsque la manivelle motrice passe aux points morts, la contre-manivelle se trouve couchée sur la direction du mouvement, dans une position Om_0. Le compas m_0Ba_0 doit alors être replié sur lui-même, et a_0 confondu avec m_0. Si en effet les droites Ba_0, Bm_0 étaient distinctes, on aurait deux obliques égales menées d'un même point B à la droite AA *d'un même côté*, et les mêmes raisonnements en donneraient autant de l'autre côté, ce qui est impossible. On voit donc que le point *a* de la bielle du tiroir se trouve toujours dans la même position m_0, lors du passage de la manivelle au point mort; et c'est précisément en cela que consiste la constance des avances.

§ 3

DISTRIBUTIONS RADIALES

745 — *Distribution Pichault.* — Les systèmes dans lesquels on a supprimé tout excentrique, en prenant la commande en un point de la bielle motrice, ont pour type le plus général celui qui a été étudié par M. Pichault [1]. Cet ingénieur emploie respectivement, pour produire l'admission, la détente et l'échappement, trois tiroirs distincts, qui sont conduits par trois mécanismes de même nature.

[1] Pichault (*Appareils de distribution par tiroirs*, p. 329. — *Génie civil*, t. VIII, 26 décembre 1885, 10 juillet 1886). — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. VI, p. 61.

On peut également affecter à ces fonctions trois doubles tiroirs, qui seront gouvernés respectivement par six appareils similaires. Il nous suffit d'en étudier ici un seul.

La figure 433 le représente dans sa réalité, et le tracé schématique (fig. 434) nous le montre réduit à ses axes. En un point A invariablement lié à la bielle motrice MB, s'articule la tringle AD, qui attaque en D le levier coudé DFE; celui-ci oscille sur le point fixe F, et commande par son autre extrémité la bride EG, qui conduit directement la bielle GH du tiroir. On a soin de s'attacher à ce

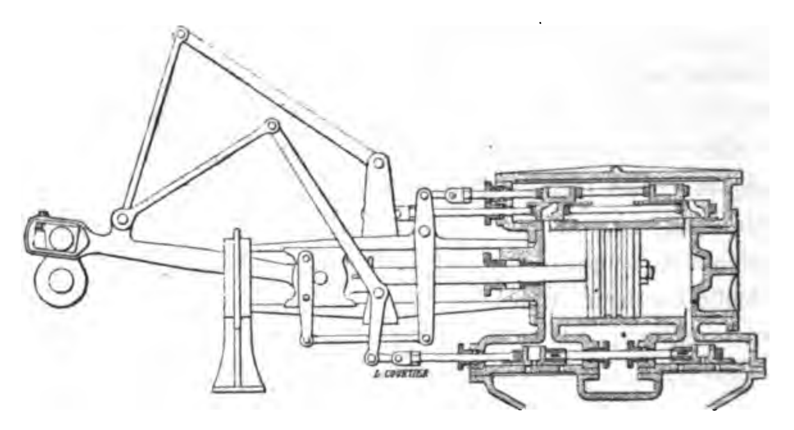


Fig. 433. — Distribution Pichault (coupe longitudinale).

que la droite menée par les positions D_0, D'_0 de l'articulation D, qui correspondent aux points morts M_0, M'_0 de la manivelle motrice, passe par le milieu C de la distance des situations correspondantes A_0, A'_0 de l'articulation A. De cette manière, la position moyenne du levier DF peut, avec une approximation très suffisante, être considérée comme rectangulaire sur cette droite $CD_0D'_0$. De même FE se trouve, dans sa position moyenne, perpendiculaire à la trajectoire du tiroir. On peut donc assimiler les espaces que décrit ce dernier, aux arcs de cercle parcourus par le point E, et ceux-ci (sauf le rapport $\frac{\lambda'}{\lambda}$ des bras de levier) aux chemins parcourus par le point A en projection sur la droite $CD_0D'_0$, que nous prendrons pour axe des x. Nous emploierons toutefois provisoire-

ment deux autres axes de coordonnées CX, CY, dont l'un est paral-

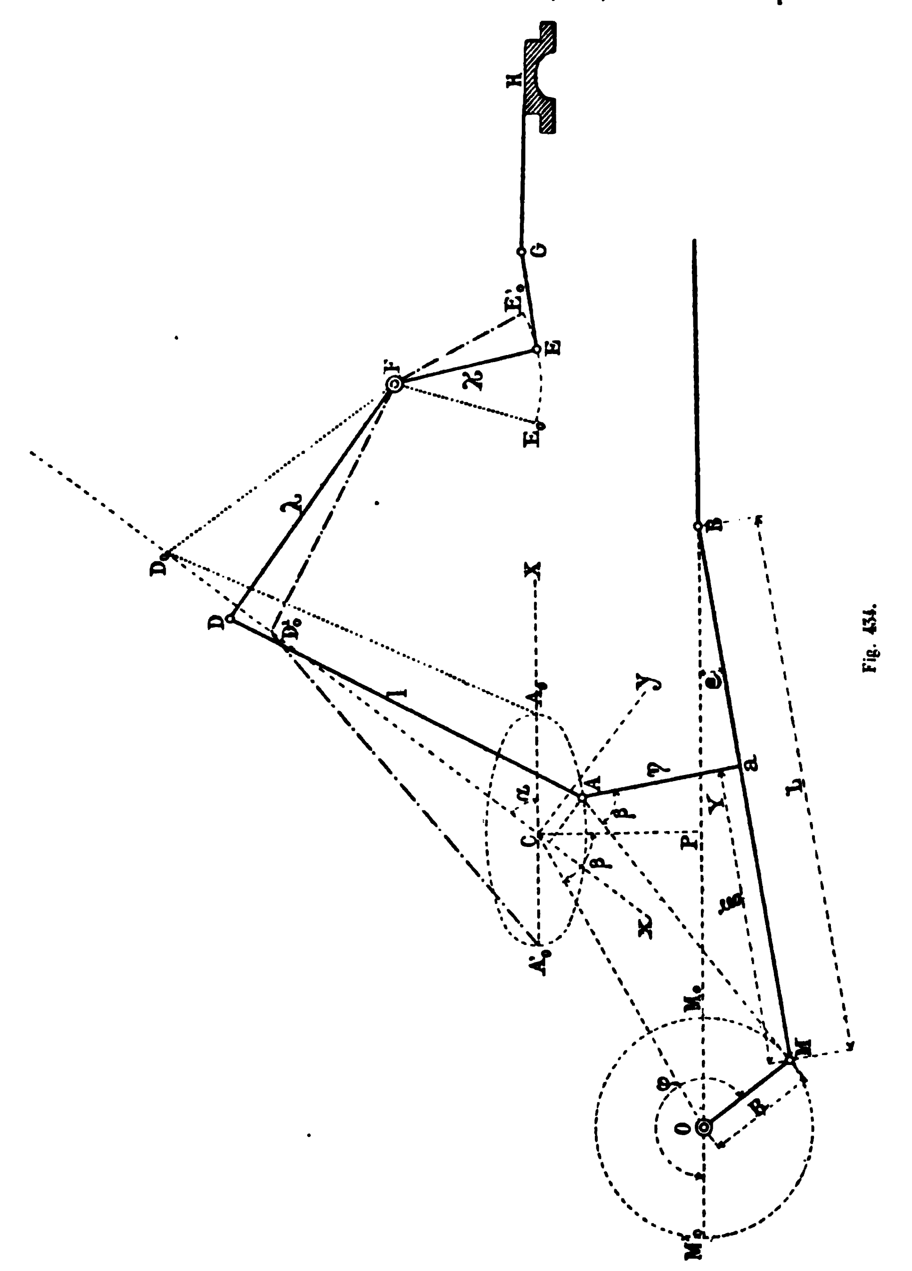


Fig. 434.

lèle et l'autre perpendiculaire à la direction du mouvement du

tiroir. Je désignerai enfin par ξ, η les coordonnées arbitraires de l'articulation A, relativement à l'axe MB de la bielle.

746 — Il vient, dans ces conditions, si l'on projette successivement sur les axes X et Y le contour polygonal CPOMaA :

$$X = \xi + R \cos \varphi - \xi \cos \varepsilon + \eta \sin \varepsilon,$$
$$Y = \eta - R \sin \varphi - \xi \sin \varepsilon - \eta \cos \varepsilon.$$

On aura d'ailleurs, pour passer de ce système aux coordonnées x, y :

$$x = Y \sin \alpha - X \cos \alpha,$$

si l'on désigne par α l'inclinaison fixe de la droite $CD_0D'_0$ sur la direction du mouvement du tiroir. Il vient, par conséquent, en effectuant la substitution :

$$x = (\eta - R \sin \varphi) \sin \alpha - (\xi + R \cos \varphi) \cos \alpha$$
$$- (\xi \sin \alpha + \eta \cos \alpha) \sin \varepsilon + (\xi \cos \alpha - \eta \sin \alpha) \cos \varepsilon.$$

Pour exprimer la variable auxiliaire ε en fonction de l'angle de rotation φ de la manivelle, compté à partir du point mort M'_0, nous avons directement dans le triangle OMB :

$$\frac{\sin \varepsilon}{R} = \frac{\sin (\varphi - 180)}{L},$$

ce qui donne :

$$- \sin \varepsilon = \frac{R}{L} \sin \varphi,$$

et, par suite, en employant une formule approximative [1] :

[1] On a en effet, quelle que soit la quantité m, l'identité :

$$\sqrt{1 - m + \frac{m^2}{4}} = 1 - \frac{m}{2}.$$

Si donc, lorsque m est une petite quantité, on néglige devant elle sous le radical $\frac{m^2}{4}$, il vient simplement :

$$\sqrt{1 - m} = 1 - \frac{m}{2}.$$

$$\cos \varepsilon = \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \varphi.$$

Cette nouvelle substitution donnera :

$$\begin{aligned} x = & (\eta - R \sin \varphi) \sin \alpha - (\xi + R \cos \varphi) \cos \alpha \\ & + \frac{R}{L} \sin \varphi \, (\xi \sin \alpha + \eta \cos \alpha) \\ & + \left(1 - \frac{R^2}{2L^2} \sin^2 \varphi\right) (\xi \cos \alpha - \eta \sin \alpha) ; \end{aligned}$$

c'est-à-dire, en effectuant toutes les réductions, et remplaçant x en fonction de l'élongation z du tiroir, comptée à partir du milieu de l'excursion de ce dernier :

$$\begin{aligned} \frac{\lambda}{\lambda'} \frac{z}{R} = & \left[\left(\frac{\xi}{L} - 1\right) \sin \alpha + \frac{\eta}{L} \cos \alpha\right] \sin \varphi - \cos \alpha \cos \varphi \\ & + \frac{R}{2L^2} (\eta \sin \alpha - \xi \cos \alpha) \sin^2 \varphi, \end{aligned}$$

expression remarquablement simple, si l'on réfléchit à la complication et à l'entière généralité de ce mécanisme.

747 — Il vient pour les excursions-limites :

$$\varphi = 0, \qquad z_0 = -\frac{\lambda'}{\lambda} R \cos \alpha,$$

$$\varphi = 180, \qquad z'_0 = \frac{\lambda'}{\lambda} R \cos \alpha.$$

On remarquera que le terme de correction de l'expression de z :

$$\frac{\lambda'}{\lambda} \cdot \frac{R^2}{2L^2} (\eta \sin \alpha - \xi \cos \alpha) \sin^2 \varphi,$$

est très faible, car $\frac{R^2}{2L^2}$ est au plus égal à $\frac{1}{50}$ dans la pratique, en

même temps que $\frac{\lambda}{\lambda'}$ et les trois facteurs trigonométriques sont inférieurs à l'unité. Si l'on en fait abstraction, l'expression de l'élongation prend la forme :

$$z = \frac{R\lambda'}{L\lambda}\left[(\xi - L)\sin\alpha + \eta\cos\alpha\right]\sin\varphi - \frac{R\lambda'}{\lambda}\cos\alpha\cos\varphi,$$

qui correspond à une courbe de marche exactement circulaire, comme dans le diagramme de Zeuner. Ce résultat devient d'ailleurs rigoureux, si l'on s'astreint à choisir les arbitraires ξ, η, de manière à satisfaire à la condition :

$$\eta\sin\alpha - \xi\cos\alpha = 0,$$

ce qui donne :

$$\operatorname{tang}\alpha = \frac{\xi}{\eta},$$

ou encore, dans le triangle MA*a* :

$$\alpha = \beta,$$

solution digne de remarque pour sa simplicité.

Cependant, au lieu de s'y assujettir directement, il sera plus logique de remarquer que l'analyse précédente néglige l'influence de l'obliquité de la tringle AD sur la droite $CD_0D'_0$, qui donnerait lieu à un terme de correction du même ordre que celui que nous avons supprimé. Il conviendra donc plutôt de formuler ce nouveau terme par les méthodes qui seront développées dans le chapitre XLIV, et de disposer, seulement alors, des arbitraires ξ, η pour annuler, ou pour réduire au degré d'importance que l'on jugera convenable, l'influence de *l'ensemble* de ces termes, de manière à réaliser pour le tiroir le mouvement sinusoïdal proprement dit.

748 — *Distribution Joy.* — La distribution de Joy ([1]) emprunte,

([1]) Joy. On a reversing and expansion valve gear. *Proceedings of the Institution of mechanical Engineers*, août 1880, p. 418. — *Rules for laying down the centre lines of the Joy valve gear for locomotives.* — Carrick. Joy's valve gear applied to locomotives. *Institution of civil Engineers*, 13 août 1888. — Demoulin. Mécanisme de distri-

comme la précédente, la commande à un point A de la bielle

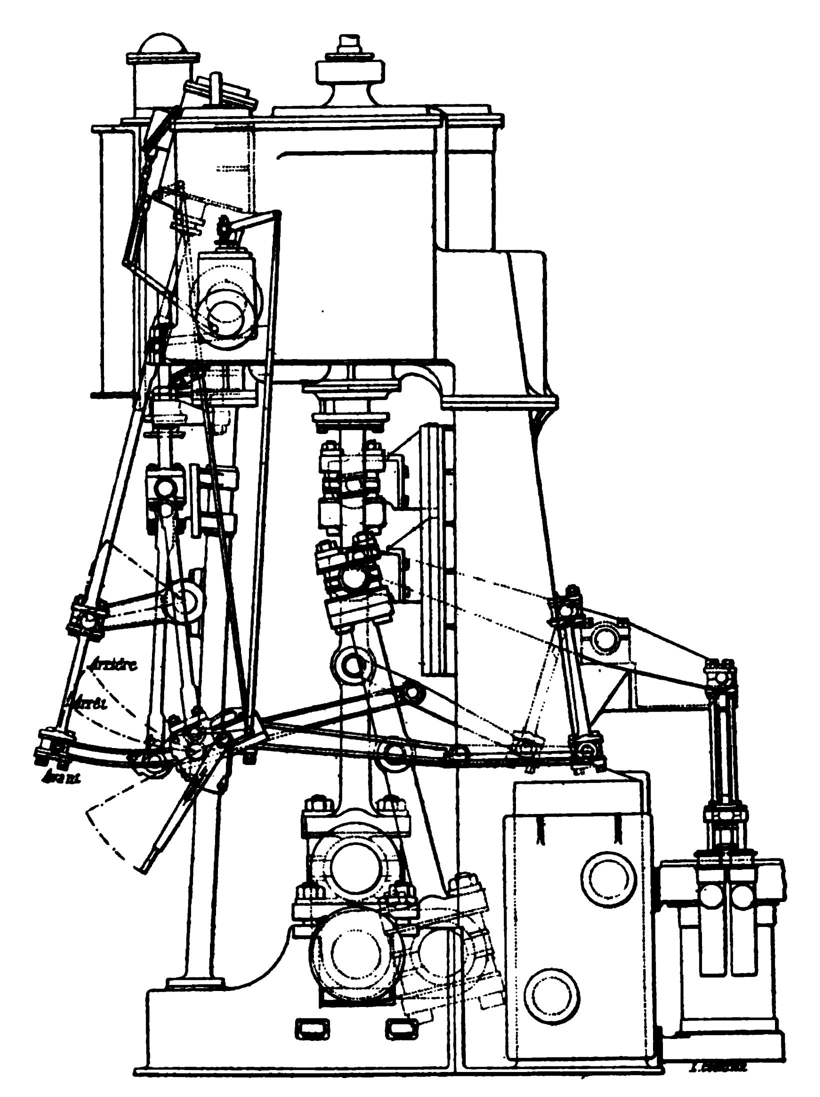


Fig. 435. — Distribution Joy (élévation).

motrice (fig. 435, 436), situé ou non sur son axe de figure. Une

bution à renversement, système Joy. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XI, p. 33. — Madamet. *Considérations géométriques relatives aux systèmes Marshall, Joy*, etc., in-8°. — Smith. An historical and critical Examination of single eccentric

tringle AD décrit, par son extrémité, un cercle sur lequel elle est retenue par une bride DF, tournant autour du point fixe F. Cet arc se confond sensiblement avec la perpendiculaire DC, menée à l'axe

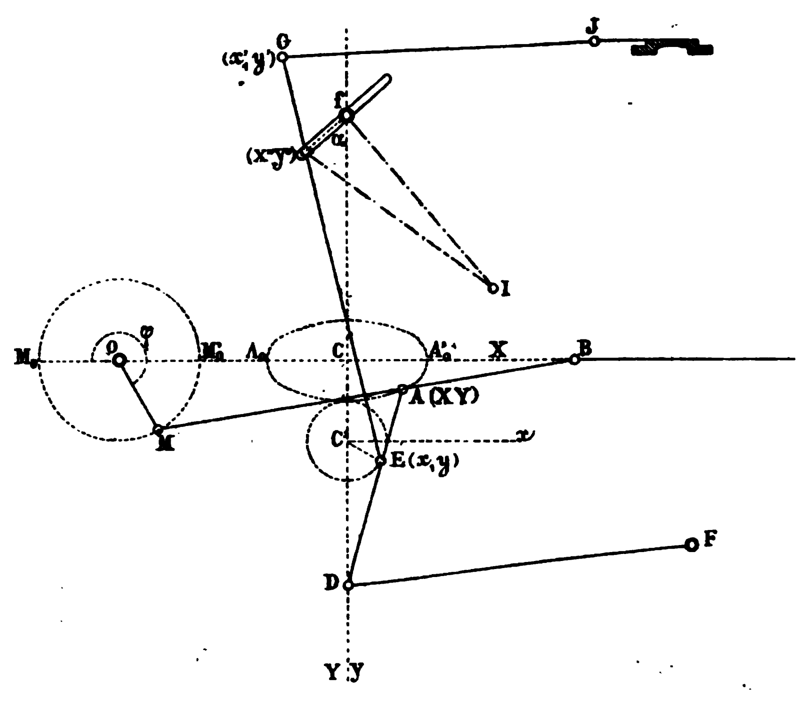


Fig. 436. — Distribution Joy (figure schématique).

du mouvement par le milieu C de la distance $A_0A'_0$ des positions de l'articulation A qui correspondent aux deux points morts M_0, M' de la manivelle motrice. En un point E de cette tringle, s'articule une nouvelle barre de renvoi EG, portant un coulisseau H engagé

and radial valve Gears. *Engineering*, 22 novembre 1889, p. 613. — G. Richard. *Revue générale des chemins de fer*, octobre 1880, p. 376; août 1883, p. 95. — Pichault. *Distribution par tiroirs*, p. 376. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 258. — Sauvage. *Annales des mines*, 8e série, t. XVII, p. 471. — *Génie civil*, 20 mars 1886. — *Revue industrielle*, 9 mars 1881; 2 mars 1889. — *Portefeuille économique des machines*, mars 1886, p. 34. — *Institution of mechanical Engineers*, août 1880, p. 408. — *American machinist*, 12 janvier 1884. — *Rail road Gazette*, 12 janvier, 10 mars 1882, 15 février 1884. — *Scientific American supplement*, 11 octobre 1884. — *American Journal of Railway appliances*, 15 juillet 1885. — *Engineering*, 1889, p. 613, 641.

dans une coulisse droite H*f*, qui oscille sur son milieu *f* (1). En G se trouve articulée la bielle GJ, qui attaque directement le tiroir.

Un peu bizarre dans son ensemble, ce dispositif présente, en raison du grand nombre de ses éléments arbitraires, une véritable élasticité d'adaptation à des conditions d'emplacement plus ou moins gênées, comme dans la marine et sur les locomotives. On arrive ainsi à modeler avec beaucoup de précision le mouvement du tiroir, de manière à l'identifier aux diverses conditions que l'on s'impose d'y réaliser. C'est ce qui peut expliquer la grande expansion qu'a reçue ce système dans la pratique, particulièrement en Amérique.

Lorsque l'on manque de place, on supprime tout le système EDF, en articulant directement E à l'extrémité d'une manivelle C'E, telle que $CC' = AE$. En effet le point A se meut comme M, en projection sur la droite OB. La distance à la ligne DC a donc pour valeur :

$$X = R \cos \varphi.$$

Celle du point E à cette même droite sera dès lors :

$$x = \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R \cos \varphi.$$

De son côté le point E se meut, en projection sur CD, comme l'articulation A. Sa distance y à l'axe $C'x$ sera donc la même que celle de A à la droite CB :

$$y = Y = \frac{\overline{BA}}{\overline{BM}} R \sin \varphi.$$

Il suffit d'après cela d'adopter la proportion :

$$\frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} = \frac{\overline{BA}}{\overline{BM}},$$

(1) Dans d'autres cas, la coulisse est supprimée, et l'articulation H reliée au point fixe *f* par un compas HI*f* articulé en I.

pour déduire de ces deux relations :

$$x^2 + y^2 = \left(\frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R\right)^2,$$

équation d'un cercle qui a pour centre C', et que l'on pourra réaliser au moyen d'une manivelle.

749 — Il est aisé de représenter analytiquement la marche du tiroir J, évaluant l'abscisse x' du point G. Les segments EG, EH de la tringle de renvoi sont entre eux comme les différences de coordonnées de leurs extrémités (lesquelles se changent en somme sur la figure 436, si nous introduisons dans le calcul les valeurs absolues de ces dernières) :

$$\frac{\overline{EG}}{\overline{EH}} = \frac{x + x'}{x + x''}.$$

On en déduit :

$$x' = \frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} x + \frac{\overline{GE}}{\overline{EH}} x''.$$

Or nous possédons déjà la valeur de x :

$$x = \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R \cos \varphi.$$

Il vient en outre, en fonction de l'angle de calage arbitraire α :

$$x'' = y'' \operatorname{tang} \alpha.$$

Mais d'autre part le point H se mouvant, en projection sur la verticale, de la même manière que E, on peut écrire :

$$y'' = y = \frac{\overline{BA}}{\overline{BM}} R \sin \varphi.$$

Nous aurons donc :

$$x'' = \frac{\overline{BA}}{\overline{BM}} R \text{ tang } \alpha \sin \varphi,$$

et en substituant :

$$x' = \frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R \cos \varphi + \frac{\overline{EG}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{BA}}{\overline{BM}} R \text{ tang } \alpha \sin \varphi,$$

ce qui reproduit la formule du mouvement sinusoïdal.

On aura pour les points morts de la manivelle motrice :

$$\varphi = 0, \qquad x'_1 = \frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R,$$

$$\varphi = 180, \qquad x'_2 = -\frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}} R,$$

et comme valeur de la course du tiroir :

$$2R \cdot \frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}},$$

c'est-à-dire celle du piston, réduite dans le rapport :

$$\frac{\overline{GH}}{\overline{EH}} \cdot \frac{\overline{DE}}{\overline{DA}}.$$

On remarquera que les valeurs de x'_1 et x'_2 sont indépendantes de l'angle de calage α, d'où cette conséquence essentielle que les avances sont constantes.

§ 4

EXCENTRIQUES VARIABLES

750 — *Excentrique sphérique Tripier.* — Le théorème de Guinotte, rigoureux pour une coulisse droite et approximatif pour

celles qui présentent une faible courbure, nous montre que les mécanismes qui conduisent une coulisse à l'aide de deux excentriques

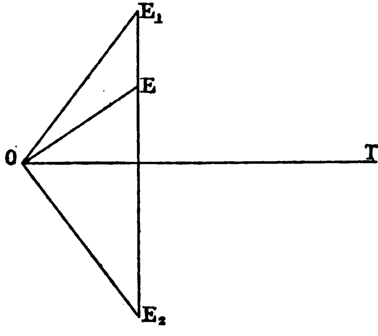
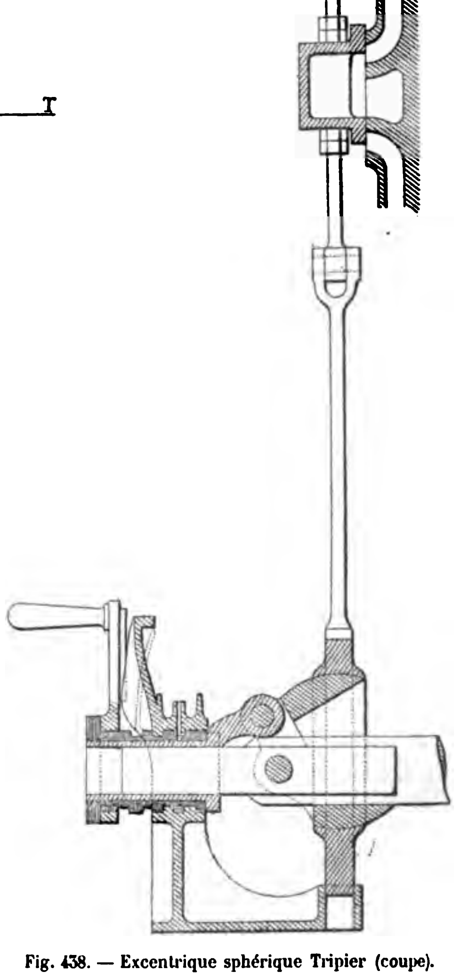


Fig. 437.

effectifs OE_1, OE_2 (fig. 437), ont à chaque instant pour équivalent un excentrique fictif OE, dont le centre E parcourt, suivant le degré de relevage, la perpendiculaire E_1E_2 à la direction OT du mouvement du tiroir T (¹).

M. Tripier a imaginé, d'après cela, de supprimer tout le reste de l'appareil, en réalisant directement cet excentrique unique. A cet effet, il en assujettit le centre à décrire, non pas rigoureusement une droite,


Fig. 438. — Excentrique sphérique Tripier (coupe).

(¹) A ce point de vue, l'intérêt se réduit à peu près à la question de la constance des avances, et plus encore peut-être, de la simplicité et de la sûreté du fonctionnement. On trouve encore à se diriger dans le choix à faire, d'après cette circonstance que, suivant les cas, le prolongement de la glace du tiroir rencontre l'arbre moteur, ou forme un plan parallèle. Dans le premier, on emploie surtout les coulisses de Stephenson, de Gooch, d'Allan. Avec la seconde disposition, l'on aura plutôt recours aux distributions de Walschaert, de Joy ou de Marshall.

à la vérité, mais un arc de cercle d'une faible courbure, en le conduisant au moyen de l'une des branches d'un levier coudé, que l'on actionne par l'autre branche.

Cette conception rencontre à la vérité un obstacle immédiat dans la forme des surfaces cylindriques de contact employées pour les excentriques ordinaires; lesquelles se trouveraient ainsi déjetées

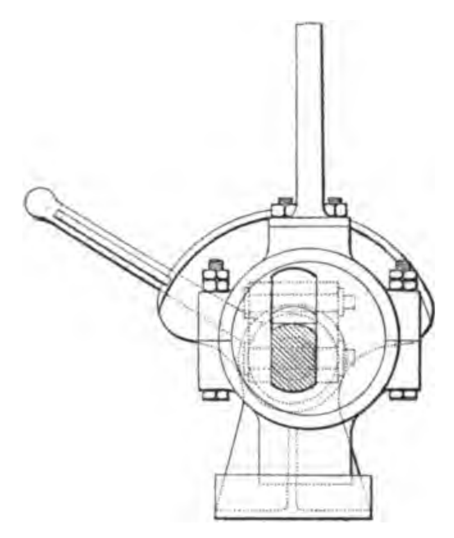


Fig 439. — Excentrique sphérique Tripier (élévation).

pour le noyau qui subit ces déplacements, sans l'être pour le collier, qui doit rester dans un plan fixe déterminé par le mouvement du tiroir. L'auteur a levé cette difficulté en leur substituant une surface sphérique (fig. 438, 439) partout identique à elle-même, capable par suite de permettre les déplacements relatifs transversaux, en même temps que le jeu mutuel qui doit s'opérer dans le plan du mouvement. Tel est l'excentrique sphérique Tripier (¹).

751 — *Excentrique annulaire.* — On a obtenu le même résultat

(¹) Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 371. — Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 226. — *Annales des mines*, 8ᵉ série, t. XVII, p. 474. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1884, p. 171. — *Génie civil*, t. VI, p. 208. — *Revue industrielle*, 31 octobre 1883. — *Annales industrielles*, 1883, t. II, p. 620. — *Proceedings of the Institution of civil Engineers*, août 1885, p. 422.

en superposant deux colliers d'excentriques, dont l'un enveloppe l'autre.

Soit en effet (fig. 440) un excentrique unique OE calé sur l'arbre moteur (par exemple à 90° de la manivelle motrice, sans avance

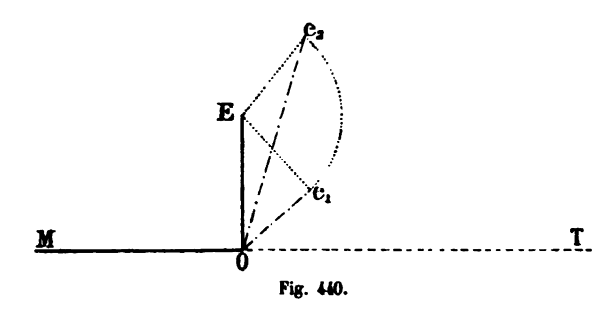


Fig. 440.

angulaire). Montons sur son noyau un *collier-noyau* d'excentrique, formant bague intermédiaire. Il portera le collier définitif, solidaire de la bielle de commande de la distribution. Si l'excentricité E*e* de ce second organe peut varier, par rapport au premier, entre les limites Ee_1, Ee_2, on obtiendra en définitive le même résultat qu'avec un excentrique fictif unique, dont l'excentricité oscillerait de Oe_1 à Oe_2 [1].

752 — *Excentrique Bonjour.* — La distribution *cinématique* [2] de M. Bonjour [3] est à deux tiroirs et à un seul excentrique (fig. 441). Les bielles A et B qui actionnent le tiroir proprement dit et la tuile de détente, s'articulent directement sur le collier. Quant à ce dernier, au lieu de l'installer comme à l'ordinaire avec un calage fixe et une avance angulaire déterminée, l'auteur lui attribue une *orientation* variable sous l'influence du régulateur. A cet effet, une troisième articulation le relie à une barre de suspension C, et

(1) Excentrique Depaire à course variable. — Excentrique Mac Carter. *Scientific American*, 7 juin 1884, p. 355. — Excentriques Varner, Friedrich, Hartnell et Guthrie. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1873, p. 166, 169.

(2) Appelée ainsi par son auteur, pour la distinguer de son système de distribution mû directement par la vapeur (n° 735).

(3) Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 212. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 193. — Buchetti. *Les machines à vapeur à l'Exposition de* 1889, p. 32.

au levier d'orientation D, commandé par la tige E du modérateur.

En disposant de la suspension au moyen d'un relevage, on peut assujettir l'articulation d'orientation sur des courbes très variables. En outre, le choix arbitraire de l'insertion des diverses articulations sur le collier vient encore augmenter le nombre des éléments dont on dispose, en vue des résultats à atteindre.

On se préoccupera d'abord de ne pas créer de réactions trop importantes sur le régulateur. On cherchera de plus à réaliser des avances aussi constantes que possible, ainsi que le degré de compression voulu. On arrive, avec ce système, à obtenir les admissions les plus étendues, ainsi qu'une suffisante rapidité de l'ouverture et de la fermeture des lumières. M. Bonjour choisit les articulations de commande dans un rayon beaucoup plus rapproché de l'arbre, qu'on ne le fait d'ordinaire pour les distributions radiales. Il obtient par là une variabilité plus accentuée dans les trajectoires, depuis le profil circulaire ou ovoïde plus ou moins aplati, en passant par la forme en 8, pour arriver au type quasi triangulaire. La figure 442 donne une idée de ces modifications successives, dont l'auteur a su tirer parti avec une grande habileté, dans ces tâtonnements presque indéterminés.

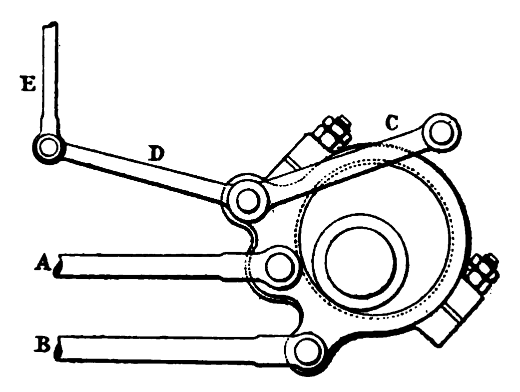


Fig. 441. — Distribution Bonjour (élévation).

Si le moteur vient à *s'emballer*, les orifices du tiroir de distribution restent constamment recouverts par le taquet de détente; toute admission cesse, et la machine s'arrête.

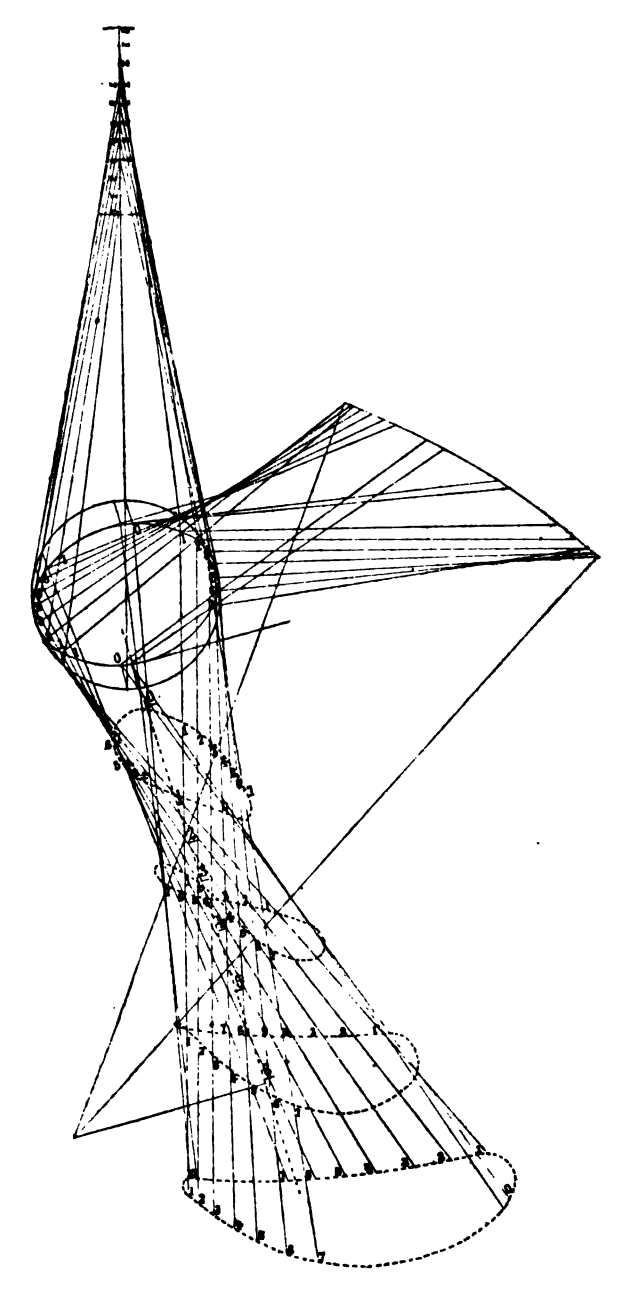


Fig. 142.

753 — *Excentrique à toc.* — Je mentionnerai en terminant, quoique bien suranné, l'un des premiers mécanismes qui aient été employés pour réaliser le changement de marche. Il est connu sous le nom d'*excentrique à toc* (¹).

L'arbre et le noyau d'excentrique (fig. 443, 444) portent l'un et l'autre toc. On désigne sous ce nom des arcs en saillie AA', EE', ayant l'un et l'autre pour développement angulaire 90° + α. Il en résulte, pour l'intervalle libre, la valeur 180 — 2α. L'excentrique, au lieu d'être calé invariablement sur l'arbre moteur, peut y jouer à frottement doux. Leur relation mutuelle ne s'établit que par le contact des deux tocs.

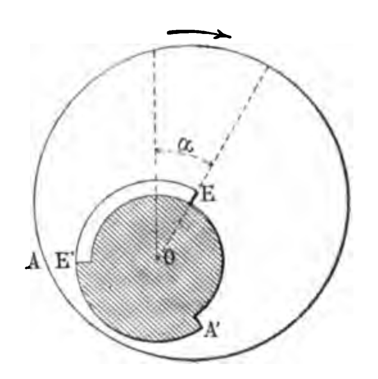


Fig. 443. — Excentrique à toc. (Marche en avant.)

La figure 443 représente la marche directe. Le toc AA' de l'arbre moteur conduit celui EE' de l'excentrique par le contact des bords A et E'. L'excentrique occupe ainsi la position voulue pour la marche en avant, puisque son excentricité OE précède de 90° + α dans le sens du mouvement la manivelle OA, que l'on a supposée au point mort.

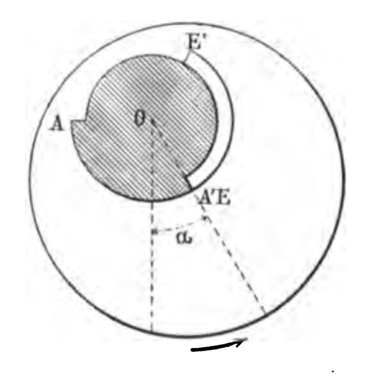


Fig. 444. — Excentrique à toc. (Marche en arrière.)

La figure 444 est relative au sens rétrograde du mouvement. Le toc AA' de l'arbre conduit celui de l'excentrique EE' par le contact de A' avec E. On voit que ce dernier occupe en effet la position voulue pour la marche en arrière, son excentricité OE précédant encore, dans ce nouveau sens de rotation, la manivelle OA,

(¹) Pichault. *Distributions par tiroirs*, p. 369. — Coste et Maniquet. *Tracés pratiques des épures de distribution*, p. 221. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 231.

considérée aussi à l'instant actuel comme passant par son point mort.

Pour exécuter la manœuvre, on commence par ralentir la machine, en fermant la valve. Quand la lenteur est suffisante, on déclenche l'ensellement qui sert à unir la bielle d'excentrique avec le bouton de la tige du tiroir, et l'on reporte à la main ce dernier, de la position qui correspond à la marche actuelle, à celle de la marche inverse. Le toc de l'arbre change par là de contact. On rétablit la connexion de la barre d'excentrique et du tiroir, et le mouvement se poursuit dans ce nouveau sens quand on rouvre le régulateur [1].

[1] On peut rattacher à ce principe le système de changement de marche François Dangy, qui figurait à l'Exposition de 1889.

CHAPITRE XLIII

DISTRIBUTION ELLIPTIQUE

—

§ 1

THÉORIE

754 — On peut rattacher aux distributions radiales, dont l'étude nous a occupés dans le chapitre précédent, un système proposé par M. Marcel Deprez sous le nom de *distribution elliptique* (¹). Ses propriétés sont assez intéressantes pour que je croie utile de leur consacrer ici un examen détaillé.

Malgré la grande ingéniosité déployée par les constructeurs dans les innombrables dispositifs qui ont été fondés sur la combinaison de deux tiroirs superposés, une réaction sensible s'accentue de plus en plus en faveur du tiroir unique, ainsi que nous l'avons déjà dit (nº 718). La grande simplicité de ce système, et la sécurité qui en résulte pour un bon fonctionnement, tendent à faire passer pardessus les inconvénients que nous lui avons reconnus (p. 99); d'autant mieux que les opinions se sont peu à peu modifiées relativement au rôle d'une longue compression (p. 155).

(¹) Marcel Deprez. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 19 novembre 1869, p. 519. — Pascal. Sur la distribution elliptique. *Bulletin de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, janvier 1373. — Combes (*Études sur la machine à vapeur*, p. 76. — *Bulletin de la Société d'encouragement*, 1868). — Fouert Norbert. *Revue industrielle*, 2 août 1876. — Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 291. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXIV, p. 172. — Poillon. *Cours de machines à vapeur*. — Peslin. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, mai 1889, p. 807.

Il n'en reste pas moins vrai que la complète dépendance mutuelle de toutes les phases d'une telle distribution constitue une gêne, dont il serait avantageux de pouvoir se dégager, si l'on peut y arriver sans sacrifier la simplicité de l'organe distributeur. Si par exemple nous allons jusqu'à imaginer que le tiroir soit dégagé de toute connexion avec l'arbre, et que le mécanicien le conduise à la main, comme dans la manœuvre du marteau-pilon à vapeur, l'on restera maître de disposer ces diverses périodes de la manière qui sera jugée la plus avantageuse pour chacune d'elles en particulier.

Une telle hypothèse est, bien entendu, irréalisable pour une machine de rotation d'un fonctionnement continu, sans même que l'on songe à la pousser aux grandes vitesses. Mais on peut, dans cet ordre d'idées, tout en rétablissant par la pensée une connexion mécanique entre le tiroir et l'arbre, la supposer réalisée d'après d'autres types que l'excentrique circulaire. Il nous est loisible à cet égard d'imaginer les dispositifs les plus divers, d'en établir et d'en discuter les équations, en vue de nous arrêter finalement à celui d'entre eux qui paraîtra préférable. On peut même s'épargner la conception concrète de tous ces mécanismes, et essayer directement les formules analytiques les plus simples pour en apprécier les avantages respectifs. On n'aura plus, après avoir fait choix définitivement de la plus favorable, qu'à entreprendre, seulement alors, de la réaliser à l'aide d'un appareil approprié.

Sans vouloir étendre ici une telle recherche au delà de ce qui serait raisonnable, je me contenterai d'examiner sous cet aspect une relation très simple, qui a été envisagée par M. Deprez.

755 — Imaginons un ensemble constitué de la manière suivante. En premier lieu, un moteur dont la vitesse est maintenue constante par un volant puissant, de telle sorte que l'angle φ ainsi décrit soit proportionnel au temps. Nous l'appellerons, pour fixer le langage, la *machine réelle*, en lui associant par la pensée une *machine fictive*, dont l'axe serait tellement lié au précédent qu'il décrive corrélativement des angles θ fournis par l'équation suivante:

$$(1) \qquad \tan \theta = m \tan \varphi,$$

avec cette condition essentielle que le *module* m soit supérieur à l'unité :

$$m > 1.$$

C'est l'arbre de cette machine fictive qui portera l'excentrique destiné à commander le tiroir de la machine réelle. Il est bien clair que, dans ces conditions, la distribution ainsi réglée sous l'influence des angles θ, sera tout à fait différente de celle qui serait gouvernée, dans les conditions ordinaires, d'après les angles φ; et c'est cette modification des diverses phases du phénomène que nous avons à examiner en détail.

756 — La relation mutuelle des positions simultanées des pistons des deux machines peut s'exprimer facilement au moyen d'une ellipse; et c'est pour ce motit que M. Deprez a donné à ce système le nom de distribution elliptique.

Décrivons à cet effet un cercle, en prenant la course des pistons comme diamètre. Nous en ferons également le grand axe d'une ellipse, présentant comme rapport de ses axes le module m. On sait que, pour une abscisse quelconque OF (fig. 445), ce même rapport subsistera entre les ordonnées FM, FN des deux courbes. Traçons le rayon ON jusqu'en M_1, ainsi que l'ordonnée M_1R. On aura identiquement :

$$\operatorname{tang} \overline{MOF} = \frac{\overline{MF}}{\overline{OF}}, \qquad \operatorname{tang} \overline{NOF} = \frac{\overline{NF}}{\overline{OF}},$$

et en divisant membre à membre :

$$\operatorname{tang} \overline{MOF} = \frac{\overline{MF}}{\overline{NF}} \operatorname{tang} \overline{M_1OR},$$

c'est-à-dire précisément la relation (1).

On voit donc que le piston réel R et le piston fictif F décrivent leurs courses respectives en restant reliés par la construction du polygone $FMONM_1R$. De cette propriété fondamentale découlent diverses conséquences.

757 — Les deux pistons arrivent ensemble au milieu O de leur course, pour lequel le polygone se replie entièrement suivant le rayon vertical du cercle.

Dans le premier quadrant de la révolution, le piston fictif précède le piston réel. C'est ce que montre immédiatement la figure 445 (1).

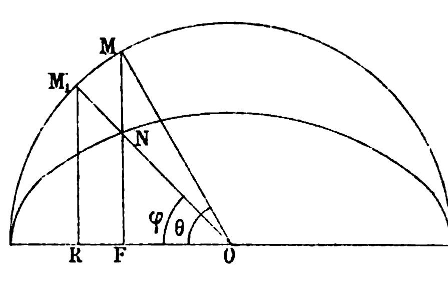


Fig. 445.

Il s'ensuit par symé-

(1) La vitesse du piston réel est donc d'abord moindre que celle du piston fictif, mais elle finit par devenir supérieure, puisque ce dernier doit rejoindre l'autre au milieu de la course. Il existe par suite un point pour lequel ces deux vitesses sont égales.

Pour le déterminer, nous remarquerons que les distances des pistons au centre son marquées par cos φ et cos θ. On peut donc prendre pour expression de leurs vitesses

$$\frac{\sin \varphi \, d\varphi}{dt} = \frac{\sin \theta \, d\theta}{dt}.$$

Mais on a d'un autre côté, en différenciant l'équation (1) :

$$(2) \qquad \frac{d\theta}{\cos^2 \theta} = \frac{d\varphi}{\cos^2 \varphi},$$

ce qui donne en multipliant membre à membre :

$$\sin \varphi \cos^2 \varphi = m \sin \theta \operatorname{css}^2 \theta.$$

On en déduit :

$$\frac{\operatorname{tang} \varphi}{(1 + \operatorname{tang}^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}} = m \frac{\operatorname{tang} \theta}{(1 + \operatorname{tang}^2 \theta)^{\frac{3}{2}}} = m^2 \frac{\operatorname{tang} \varphi}{(1 + m^2 \operatorname{tang}^2 \varphi)^{\frac{3}{2}}}.$$

et enfin :

$$\operatorname{tang} \varphi = \sqrt{m^{-\frac{2}{3}} + m^{-\frac{4}{3}}}.$$

On aurait, par exemple, pour :

$$m = 2 \quad , \quad \varphi = 45°22'43''.$$

Nous pouvons également déterminer le point pour lequel les deux arbres tournants se trouvent animés de la même vitesse angulaire.

En faisant pour cela dans l'équation (2) : $d\theta = d\varphi$, on obtient :

$$\cos^2 \varphi = m \cos^2 \theta,$$

trie que, dans le second quadrant, le piston fictif suit au contraire le piston réel. La figure 446 met également ce fait en évidence, si l'on fait attention que les angles comptés dans le même sens que précédemment deviennent alors obtus, et leurs tangentes négatives. Le signe algébrique disparait de l'équation; mais, au plus grand angle, correspond alors la plus petite tangente en valeur absolue.

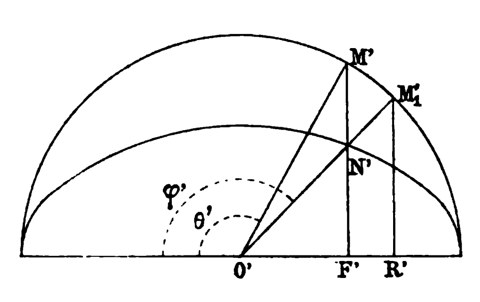


Fig. 446.

Comme c'est le piston fictif qui conduit le tiroir réel, on voit que ce dernier atteindra *plus tôt* qu'avec le mode ordinaire celles de ses positions qui sont comprises dans le *premier* quadrant, et *plus tard* au contraire celles du *second* quadrant.

La durée des phases *comptée à partir du point mort d'amont* sera donc raccourcie, quand elles se terminent dans le premier quadrant, et allongée, lorsqu'elles aboutissent dans le second.

Plus généralement, on reconnait que la durée des phases évaluée à partir de l'un quelconque des points morts est raccourcie quand elles se terminent dans le quadrant qui leur est adjacent, et allongée quand elles ont leur extrémité dans l'autre.

Sous une forme encore plus condensée, bien qu'un peu moins

c'est-à-dire :

$$m(1+\tan^2\varphi)=1+\tan^2\theta=1+m^2\tan^2\varphi.$$

On tire de là :

$$\tan\varphi=\frac{1}{\sqrt{m}},$$

et par suite :

$$\tan\theta=\sqrt{m}.$$

La position cherchée est donc celle pour laquelle les deux azimuts sont complémentaires.

On aura, en particulier, pour $m=2$:

$$\varphi=35°45'8''10 \quad ; \quad \theta=54°14'61''81.$$

claire, nous dirons que les phases courtes sont raccourcies et les phases longues allongées; ou enfin, pour tout embrasser dans une formule unique : que le caractère de durée des périodes s'accuse encore davantage avec la distribution elliptique que dans le système ordinaire.

Passons en revue, à la lumière de cet énoncé, les diverses phases fondamentales de la distribution.

758 — 1° Pleine pression et détente. — *Premier cas : courte admission, longue détente.* — Les courtes admissions sont celles qui se terminent dans le premier quadrant. Elles seront encore raccourcies. Lors donc que l'on s'attache à prolonger la détente dans des vues d'économie, le mode elliptique procure pour cela plus de facilités que le système ordinaire, dont c'est le plus grand écueil.

Second cas : longue admission, courte détente. — Les longues admissions sont celles qui atteignent le second quadrant. Elles seront encore allongées. Par suite, quand on se propose cet objectif, inverse du précédent, en vue d'obtenir plus de puissance et de régularité, l'on trouvera également plus d'avantage dans l'emploi du système elliptique.

Il placera notamment dans de meilleures conditions le démarrage des machines d'extraction. En effet, pour cet instant, où l'on mettra certainement le levier de changement de marche à un cran de longue admission, l'on introduira encore plus de vapeur avec le mode elliptique qu'avec le système ordinaire, ce qui aura pour effet d'augmenter la puissance d'enlevage.

Le laminage se trouve atténué, car nous avons vu (n° 656) que ses effets fâcheux sont surtout concentrés dans les plus faibles démasquements. Or les courtes périodes sont encore raccourcies. On franchira donc plus rapidement cette zone nuisible. Il est même facile d'indiquer la mesure précise de l'avantage ainsi réalisé. En effet les espaces parcourus par le piston sont en raison de la fonction $1 - \cos \varphi$, que nous pouvons, pour les petits angles, réduire à $\frac{\varphi^2}{2}$ par le développement en série. Or la relation fondamentale (1)

prend alors elle-même la forme approximative :

$$\theta = m\varphi.$$

On voit donc, puisque φ mesure le temps, et $\frac{\theta^2}{2}$ le nouveau parcours, que ce dernier se trouve, pour un même instant, amplifié dans le rapport de 1 à m^2; ou, en d'autres termes, que la durée de la traversée d'un même parcours est raccourcie dans le rapport inverse. Si, par exemple, on emploie une ellipse dont les axes soient doubles l'un de l'autre, l'activité du démasquement, pour les premiers instants, se trouve quadruplée.

2° Échappement anticipé et compression. — Nous savons qu'en l'absence de recouvrement intérieur, ces deux phases coexistent sur les faces opposées du piston. Comme d'ailleurs ces fonctions doivent toujours être maintenues dans des limites modérées, elles seront essentiellement, par rapport au point mort d'aval, au nombre de celles que nous appelons courtes, et par suite se trouveront encore raccourcies. On trouvera par conséquent, tout en avantageant la détente, une amélioration corrélative sous ces derniers points de vue; tandis que, dans les conditions ordinaires, ces diverses questions se trouvent placées en antagonisme (n° 629).

3° Admission anticipée. — Cette phase étant essentiellement courte, se trouvera encore abrégée; ce qui revient à dire que l'on trouvera encore plus de facilité pour réaliser l'avance à l'admission.

759 — Envisageons maintenant la valeur de la course du tiroir. Cet examen va nous montrer que les longues courses se trouvent raccourcies, et les petites allongées. Il en résultera que les premières, qui risquent d'exagérer le travail de frottement de cet organe sur sa glace, deviendront moins nuisibles; en même temps qu'avec les autres, qui exposent à augmenter l'étranglement en insistant plus longtemps sur les petits démasquements, cet inconvénient se trouvera de même atténué.

Ajoutons que la longueur de la course se trouvant ainsi diminuée à la fois par les deux extrémités, on aura, d'une manière générale, moins de parcours à effectuer dans les relevages, et par suite moins de travail à demander pour cette manœuvre au bras du mécanicien.

Premier cas. — Supposons en premier lieu que l'on veuille couper la vapeur quand le piston réel se trouve en R', dans la seconde moitié de sa course (fig. 447). S'il conduisait lui-même son

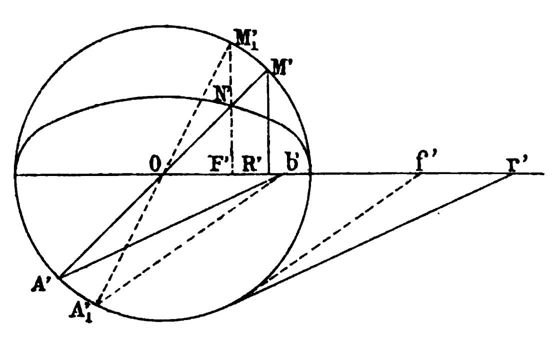


Fig. 447.

tiroir, nous devrions, pour trouver la position correspondante de ce dernier au moyen du diagramme de M. Marcel Deprez (p. 648), déterminer en M' le bouton de la manivelle, et en A' le point-opposé, joindre celui-ci à l'extrémité *b'* du recouvrement ρ, puis mener parallèlement à cette droite A'*b'* une tangente qui aboutit en *r'*. Mais comme c'est au contraire la machine fictive qui conduit le tiroir, il nous faut exécuter la même construction en partant, non plus de R', mais du point F', que nous fournira le polygone $R'M'N'O'M'_1F'$ (p. 275). Nous déterminerons donc le point A'_1 opposé à M'_1, pour le joindre à *b'*, et mener la tangente parallèle qui fournit le point cherché *f'*, extrémité de la course du tiroir.

Or, dans le second quadrant, F' se trouve à gauche de R', par suite M'_1 à gauche de M', et A'_1 à droite de A'. La droite A'_1b' sera donc plus inclinée que A'*b'*, et par suite *f'* plus rapproché du centre que *r'*; ce qu'il fallait démontrer.

Second cas. — Supposons actuellement que l'on coupe la vapeur dans le premier quadrant, lorsque le piston réel est en R (fig. 448). Nous tracerons la figure RMOAb'; et la tangente parallèle à Ab' nous donnera en r la position du tiroir, au moment du maximum d'élongation que lui communiquerait, dans les conditions ordinaires, la commande par la machine réelle. Pour obtenir, au contraire, la situation extrême f due à la connexion que nous avons établie entre le tiroir et la machine fictive, nous chercherons, à l'aide du

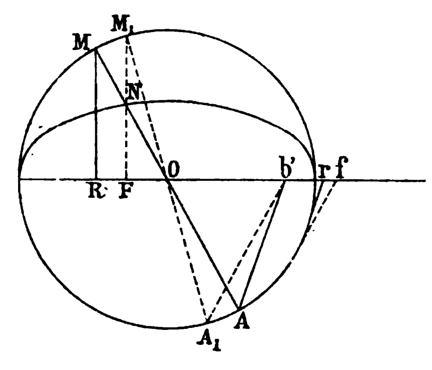


Fig. 448.

polygone RMNOM$_1$F, le piston fictif F, et le point A_1 opposé à la manivelle M_1. En tirant A_1b', nous aurons ensuite à mener une tangente, qui sera plus rapprochée de l'horizontale que la précédente, et aboutira en un point f plus éloigné que r. En effet, dans le premier quadrant, F est à droite de R, M_1 à droite de M, A_1 à gauche de A, et la droite A_1b' moins inclinée que Ab'.

§ 2

MECANISME

760 — Cette discussion met en relief les nombreux avantages que procurera la relation (1), si l'on parvient à l'établir entre l'angle φ, réellement décrit par l'arbre du volant, et la rotation θ

d'un axe auxiliaire, qui serait chargé de conduire le tiroir à l'aide de la transmission ordinaire. Il y a donc lieu maintenant de rechercher la réalisation effective d'une telle connexion.

Remarquons d'abord que le répertoire classique de la cinématique appliquée nous en fournit immédiatement une solution complètement rigoureuse, dans le *joint hollandais* ou *joint universel* [1], qui sert précisément à établir cette relation entre deux arbres tournants.

Il est toutefois certain qu'une telle combinaison ne serait pas goûtée par les constructeurs, pour des moteurs de quelque importance. M. Marcel Deprez a donc été amené à en constituer une autre plus pratique. Elle n'est à la vérité qu'approximative, mais il importe peu; car un faible écart, par rapport aux constructions exactes qui précèdent, laissera subsister, sans aucune modification dans les termes, tous nos énoncés, qui ne constituent que de simples comparaisons; lesquelles ont été reconnues favorables de tous points au système elliptique.

761 — Sur l'arbre moteur O (fig. 449) est monté un plateau

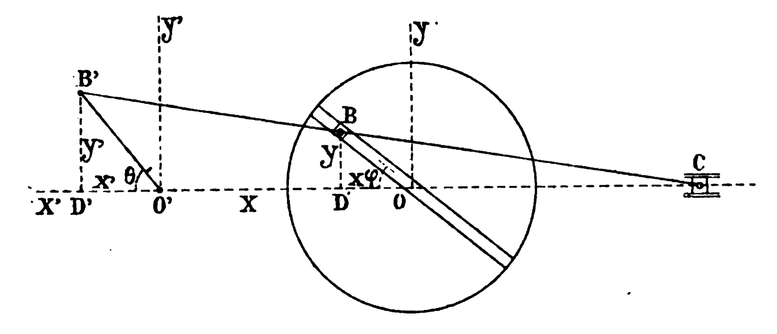


Fig. 449. — Distribution elliptique Deprez (figure schématique).

circulaire, portant une rainure diamétrale qui nous représente le bras de manivelle réel OB, dont le bouton B est porté par un coulisseau engagé dans cette coulisse droite. Une bielle BC le relie à la crossette C du piston. Le prolongement de cette bielle attaque en B'

[1] Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 202.

la manivelle B'O' de l'arbre O', qui porte l'excentrique du tiroir, et correspondra ici à la machine fictive.

Cherchons en effet la relation mutuelle des angles φ et θ que décrivent simultanément ces deux rayons. Je rapporte pour cela les boutons B et B' à des axes rectangulaires XOY, X'O'Y'. Il vient en toute rigueur :

$$\operatorname{tang} \varphi = \frac{y}{x}, \qquad \operatorname{tang} \theta = \frac{y'}{x'},$$

et dans les triangles semblables CBD, C'B'D' :

$$y' = my,$$

en désignant par m le rapport des longueurs CB' et CB. On a de plus approximativement :

$$x' = x,$$

si l'on néglige, comme nous l'avons toujours fait jusqu'ici, l'influence de l'obliquité de la bielle. On déduit de là, en divisant membre à membre :

$$\operatorname{tang} \theta = m \operatorname{tang} \varphi;$$

ce qu'il fallait démontrer.

Ces relations permettent encore de déduire de l'équation du cercle :

$$x'^2 + y'^2 = 1,$$

celle de la trajectoire que parcourt le coulisseau B :

$$x^2 + m^2y^2 = 1.$$

On reconnaît ainsi que, sauf l'influence de l'obliquité, cette dernière est une ellipse semblable à celle qui figure dans les construc-

tions fondamentales (fig. 445 et 446). De là un second motif pour justifier la dénomination de distribution elliptique [1].

[1] Ce système a été réalisé par M. Deprez sur une machine fixe de la maison Combe à Lyon. Ce moteur de 25 chevaux consommait par cheval-heure $1^{kg},850$ d'un mauvais charbon à 23 0/0 de cendres.

Un dispositif plus complexe (*Revue industrielle*, 2 août 1876, p. 206) a également été installé sur la locomotive n° 2430 de la Compagnie du chemin de fer du Nord. Cette machine a parcouru, de 1874 à 1877, un total de 30 701 kilomètres, à raison de $8^{kg},147$ de charbon par kilomètre; tandis qu'avant sa transformation elle consommait $10^{kg},100$. Les diagrammes relevés à l'indicateur ont montré que le laminage de la vapeur était beaucoup diminué. Malgré ces expériences favorables, ce système ne paraît pas s'être répandu.

Le dispositif précédent a été, dans des vues toutes différentes, interverti par M. Lissignol (Pichault. *Appareils de distribution par tiroirs*, p. 86 et 138), en substituant l'un à l'autre l'arbre moteur et le plateau à rainure du coulisseau de distribution.

CHAPITRE XLIV

INFLUENCE DE L'OBLIQUITÉ — TIROIR

—

§ 1

DISTRIBUTION PAR TIROIR UNIQUE

762 — Toutes les théories précédentes ont été établies dans l'hypothèse des bielles infinies. Quand il s'agit de machines fixes, pour lesquelles on n'est pas ordinairement trop gêné en ce qui concerne l'emplacement, on s'attache à leur donner une longueur importante : au moins cinq fois, mais rarement plus de six fois celle de la manivelle motrice; et encore davantage pour le rapport des barres d'excentrique à l'excentricité qui les gouverne. On se voit, au contraire, obligé par le défaut d'espace de descendre à des rapports beaucoup moindres dans les locomotives ou les machines marines. Il convient donc, sous ce rapport, de considérer alors la théorie qui précède comme constituant seulement une première approximation, et de nous attacher maintenant à déterminer les corrections qu'il y a lieu d'y apporter, afin de tenir compte de l'influence de l'obliquité, lorsque cela devient nécessaire [1]. Reprenons à ce point de vue la théorie de la distribution ordinaire par tiroir unique (chap. XXXVI).

Nous représenterons par E (fig. 450) le centre de l'excentrique.

[1] Zeuner. *Traité des distributions par tiroirs.* — Combes. *Études analytiques sur la machine à vapeur*, p. 1. — Marcel Deprez. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1872, t. XXXI, p. 18.

par *e* son excentricité OE, et par ET la longueur *b* de la barre d'excentrique qui le réunit à l'extrémité de la tige du tiroir. La position *t* que nous avons considérée jusqu'ici, s'obtenait en prenant la distance $At = b$. Elle diffère donc de la situation exacte par un écart T*t* qui constitue, relativement à la théorie des bielles infinies, un *retard* dans la *course directe*, dirigée de O vers T, et au contraire une *avance* pour la *course rétrograde*, dont le sens est de T vers O.

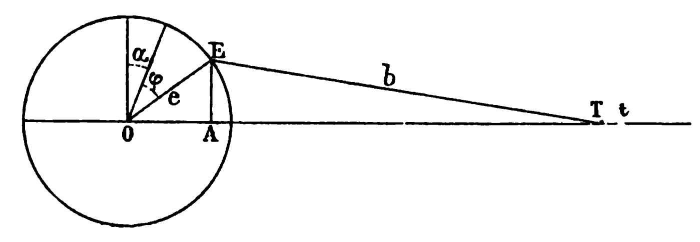


Fig. 450.

Cette remarque a son importance. L'on voit, par exemple, que l'influence en question affecte les deux avances dans des sens opposés. Il est arrivé parfois pour ce motif, lorsque le tiroir présente des dimensions suffisantes, qu'on lui donne des recouvrements extérieurs différents l'un de l'autre, à savoir $\rho - \varepsilon$ pour celui d'entre eux qui est situé du côté de l'axe, et $\rho + \varepsilon$ pour l'autre; en désignant par ρ le recouvrement théorique, et par ε la valeur que prend, au moment de l'ouverture de l'admission, le terme de correction; valeur qui est d'ailleurs fort petite, comme nous allons le reconnaître.

763 — L'évaluation générale de ce terme de correction peut se faire par le calcul de la manière suivante [1].

La distance OT de l'arbre à l'articulation de la tige du tiroir a pour valeur :

[1] Dans la pratique, on opère plutôt par tâtonnement; et cette opération s'appelle *réglage du tiroir*. Elle consiste à déterminer la longueur de la tige, de manière à obtenir des avances égales. On a parfois cherché à faciliter cette manœuvre en interposant un écrou de réglage. Mais cette facilité même expose ensuite à un usage intempestif de l'appareil, qui serait de nature à dérégler la distribution.

$$\overline{OT} = \overline{OA} + \overline{AT}$$
$$= e \sin(\varphi + \alpha) + \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2(\varphi + \alpha)}.$$

Si l'on fait alternativement $\varphi = 0$, et $\varphi = 180°$, on aura pour les abscisses qui correspondent aux points morts de la manivelle :

$$OT' = \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha} + e \sin \alpha,$$
$$\overline{OT''} = \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha} - e \sin \alpha;$$

et pour le milieu T_0 de leur distance :

$$\overline{OT_0} = \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha}.$$

Si donc on rapporte la position variable du tiroir à cette situation moyenne T_0, au moyen de son élongation Z, il viendra :

$$Z = e \sin(\varphi + \alpha) + \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2(\varphi + \alpha)} - \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha}.$$

En comparant cette formule à celle que nous avons obtenue (p. 84) pour le cas des bielles infinies :

$$z = e \sin(\varphi + \alpha),$$

l'on voit que le terme de correction ε, qui permet de passer de l'une à l'autre, a pour valeur :

$$\varepsilon = \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2(\varphi + \alpha)} - \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha},$$

ce qui permet de le mettre sous la forme :

$$\varepsilon = \frac{\left[b^2 - e^2 \cos^2(\varphi + \alpha)\right] - \left[b^2 - e^2 \cos^2 \alpha\right]}{\sqrt{b^2 - e^2 \cos^2(\varphi + \alpha)} + \sqrt{b^2 - e^2 \cos^2 \alpha}}$$
$$= \frac{e^2}{b} \cdot \frac{\cos^2 \alpha - \cos^2(\varphi + \alpha)}{\sqrt{1 - \left[\frac{e}{b} \cos(\varphi + \alpha)\right]^2} + \sqrt{1 - \left[\frac{e}{b} \cos \alpha\right]^2}}.$$

Or $\frac{e}{b}$ doit garder dans tous les cas une faible valeur. Son produit par un cosinus, et surtout le carré de ce produit, constituent donc une quantité du second ordre, que nous négligerons devant l'unité [1]. Il vient dans ces conditions :

$$\varepsilon = \frac{e^2}{2b}\left[\cos\alpha + \cos(\varphi+\alpha)\right]\left[\cos\alpha - \cos(\varphi+\alpha)\right]$$
$$= \frac{2e^2}{b}\cos\left(\alpha+\frac{\varphi}{2}\right)\cos\frac{\varphi}{2}\sin\left(\alpha+\frac{\varphi}{2}\right)\sin\frac{\varphi}{2},$$

et enfin :

$$\varepsilon = \frac{e^2}{2b}\sin\varphi\sin(\varphi+2\alpha).$$

Telle est la forme qui a été donnée par M. Zeuner au terme de correction, et à l'aide de laquelle on peut écrire, pour l'élongation du tiroir :

$$Z = e\sin(\varphi+\alpha) + \frac{e^2}{2b}\sin\varphi\sin(\varphi+2\alpha).$$

764 — Le nouveau terme s'annule pour les quatre valeurs suivantes de φ :

$$0, \qquad 180-2\alpha, \qquad 180, \qquad 360-2\alpha.$$

Elles représentent deux systèmes de positions diamétralement opposées de la manivelle, à savoir les deux points morts et les situations que nous avons autrefois (p. 86) désignées par φ_2 et $180+\varphi_2$. Ce terme ne modifie donc nullement la détente, et fort peu l'avance à l'admission, qui est voisine des points morts.

Sa plus grande influence correspond au maximum de la fonction :

$$\sin\varphi\sin(\varphi+2\alpha).$$

[1] Vidal, en développant cette expression en série, a dressé une table numérique de la valeur des premiers termes, d'après une échelle de valeurs du rapport $\frac{r}{l}$ (*Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 1864, p. 306).

Il nous sera fourni par l'équation dérivée :

$$\sin \varphi \sin (\varphi + 2\alpha) + \cos \varphi \sin (\varphi + 2\alpha) = 0,$$

que l'on peut mettre sous la forme très simple :

$$\sin 2 (\varphi + \alpha) = 0.$$

On y satisfait par les quatre valeurs :

$$90 - \alpha, \qquad 180 - \alpha, \qquad 270 - \alpha, \qquad 360 - \alpha.$$

De là deux groupes de positions diamétralement opposées de la manivelle. Le premier correspond à l'angle φ_2 (p. 85), c'est-à-dire au maximum d'élongation du tiroir théorique; et la seconde à l'azimut φ_4 (p. 87) ou à la fin de la détente. La valeur de ce maximum devient, pour la première de ces situations :

$$\frac{e^2}{2b} \cos^2 \alpha,$$

et pour la seconde :

$$- \frac{e^2}{2b} \cos^2 \alpha.$$

On remarquera que ces diverses circonstances seront favorables à l'application de la théorie des bielles infinies, quand on jugera à propos de s'en contenter. Nous voyons en effet que celle-ci donne avec une rigueur suffisante les avances à l'admission et le commencement de la détente. Quant à la fin de cette dernière période, elle correspond, à la vérité, à un maximum d'influence, mais il est négatif; ce qui indique un retard du tiroir par rapport à la position moyenne, pour laquelle doit commencer l'échappement anticipé. La détente se trouvera donc un peu plus prolongée en réalité que dans les prévisions théoriques, et l'on pourra par suite compter *a fortiori* sur le degré d'économie qu'on en attend. Quant au maximum opposé, il se rapporte au moment du démasquement en

grand; et une légère inexactitude sur la position du tiroir à cet instant ne présente aucune importance

§ 2

DIAGRAMME DE CLAEYS

765 — M. Isidore Claeys a cherché à étendre le procédé graphique de M. Zeuner au cas des courtes bielles ([1]). Il construit à cet effet une *courbe de marche* peu différente du cercle de cet auteur, en portant sur la direction du rayon d'excentricité, pour chaque azimut, l'élongation exacte du centre d'oscillation du tiroir.

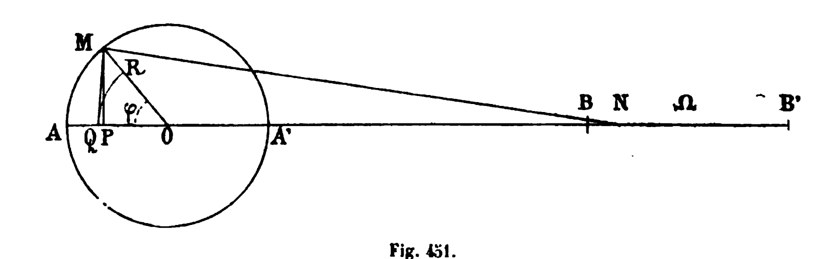


Fig. 451.

Soient A, A′ (fig. 451) les points morts de la manivelle; B, B′, ceux de l'articulation de la tige du tiroir; $\overline{AB} = \overline{A'B'} = b$ la longueur de la barre d'excentrique; $\overline{AA'} = \overline{BB'} = 2r$ le double du rayon d'excentricité. Envisageons une position OM de ce rayon sous un azimut quelconque φ. De M comme centre, avec b pour rayon, déterminons l'extrémité N de la barre MN; puis, de ce dernier point

([1]) Claeys (Étude sur la machine à vapeur au point de vue de la distribution. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XXII, p. 254. — Épure donnant les positions simultanées du piston et du tiroir. *Génie civil*, t. XII, p. 56, t. XV, p. 365. — Tracés empiriques relatifs aux positions et aux vitesses des pistons des machines à vapeur. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de la ville de Gand*, 1889. — Nouveau système de machine à vapeur à détente automatique. *Annales industrielles*, 26 mai 1889, p. 644). — Léauté. Sur la modification apportée par M. Claeys au tracé de Zeuner. *Génie civil*, t. XII, p. 108. — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. VIII, p. 422.

comme centre, traçons l'arc de cercle MQ, en même temps que la projetante MP. D'après les égalités :

$$\overline{NQ} = \overline{NM} = \overline{AB},$$

il vient :

$$\overline{AQ} = \overline{NB}.$$

On retrouve donc en AQ le chemin exact BN qui est décrit par l'articulation N de la tige du tiroir, ou par le centre d'oscillation de ce dernier, à partir de son point mort. On aura par suite en OQ la valeur rigoureuse de l'élongation. Il suffit dès lors de la ramener en OR, par l'arc de cercle QR, pour connaître le point cherché R de la courbe de marche, qui correspond à l'azimut φ.

766 — Il est facile d'obtenir l'équation de cette ligne. Nous avons comme expression de son rayon vecteur :

$$\rho = \overline{OR} = \overline{OQ} = \overline{OP} + \overline{PQ}.$$

Mais :

$$\overline{OP} = r \cos \varphi,$$

et :

$$\overline{PQ} = \overline{NQ} - \overline{NP} = \overline{NQ} - \sqrt{\overline{MN}^2 - \overline{MP}^2},$$

ce qui donne :

$$\overline{PQ} = b - \sqrt{b^2 - r^2 \sin^2 \varphi},$$

et finalement :

$$\rho = r \cos \varphi + b - \sqrt{b^2 - r^2 \sin^2 \varphi}.$$

On aura également, en résolvant cette égalité par rapport à φ, pour déterminer inversement les positions de la manivelle d'après celles du piston :

$$\cos \varphi = \frac{2l\rho - \rho^2 - r^2}{2r(l - \rho)}.$$

On peut discuter cette équation de manière à en déduire un certain nombre d'éléments remarquables [1], qui suffiront à la tracer avec une précision suffisante dans chaque cas. Elle fournit par exemple des expressions simples du rayon vecteur pour les azimuts : 30°; 60°; 90°. On obtient, en faisant $\rho = 0$, l'inclinaison des tangentes à l'origine :

$$\cos \varphi_0 = -\frac{r}{2l}.$$

Le profil est composé de deux boucles, et l'intersection de ces tangentes avec la courbe est également susceptible d'une valeur simple du rayon vecteur. On obtient à l'aide de tous ces éléments une précision très complète, que M. Claeys a scrutée avec détail. Il a en même temps déterminé une série d'arcs de cercle, qui épousent avec une exactitude suffisante le contour théorique.

M. Léauté a repris de son côté la question [2], et a fait connaître une *anse de panier* formée de quatre arcs de cercle, qui fournit pour cette identification une très grande approximation.

§ 3

DIAGRAMME DE COSTE ET MANIQUET

767 — L'une des principales difficultés que l'on rencontre dans les tracés relatifs à l'étude des distributions, consiste dans la longueur excessive des bielles, qui rend difficile, soit d'exécuter des épures en vraie grandeur, soit de conserver une précision suffisante si l'on réduit l'échelle ; l'amplification ultérieure des erreurs ainsi commises par le trait, venant alors compromettre l'exactitude de certains éléments délicats.

MM. Coste et Maniquet ont introduit un principe ingénieux, qui

(1) M. Cornut a construit des tables numériques destinées à faciliter cette dernière recherche (Cornut. *Compte rendu des séances du cinquième congrès des ingénieurs en chef des associations de propriétaires d'appareils à vapeur*. Lyon, 1881, p. 98).

(2) Léauté, *Génie civil*, t. XII, p. 108.

consiste dans l'emploi de certains *gabarits* [1]. Ils en ont fait l'application détaillée à presque toutes les distributions que la pratique a consacrées. Nous ne saurions les suivre ici dans de pareils développements ; mais nous ferons du moins connaître leur méthode générale, dont nous présenterons en outre une application.

Considérons une droite MN (fig. 452) assujettie à s'appuyer par

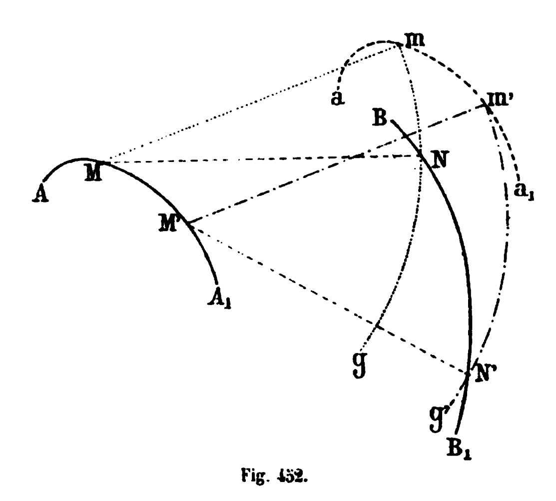


Fig. 452.

ses extrémités sur deux courbes déterminées AA_1, BB_1. La méthode directe qui permettrait de construire, dans des conditions ordinaires, diverses positions de cette bielle, consiste à prendre une ouverture de compas convenable, et à en placer successivement les pointes en MN, en M'N', etc. Mais nous supposons précisément ici que la grandeur excessive de MN doit faire écarter ce procédé.

Transportons par la pensée la courbe AA_1 parallèlement à elle-même en aa_1, suivant une direction quelconque M*m*, et à une distance égale à la bielle MN. Les divers points M, M',....., viendront en *m*, *m'*,....., en décrivant des droites égales et parallèles M*m*, M'*m'*,..... Rabattons, à l'aide des arcs de cercle *m*N, *m'*N',....., les extrémités de ces dernières sur la seconde courbe-guide BB_1. Nous obtiendrons par là les extrémités cherchées N, N',.....

[1] Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur au point de vue de la distribution*, in-8°. Paris, 1886. — Haton de la Goupillière. *Revue des Sociétés savantes*, 3e série, t. III, p. III et 15.

Or il est à remarquer que la figure M*mg* reste invariable, et se retrouve sans altération en M'*m'g'*, etc. Il suffit donc de construire un gabarit *mg* en forme d'arc de cercle, que l'on pourra tracer, nonobstant la grandeur de son rayon, à l'aide de tables numériques ([1]). On n'aura plus alors qu'à faire courir cet instrument parallèlement à lui-même le long de la courbe aa_1, de manière que son premier élément *m* soit partout normal à la direction arbitrairement adoptée M*m*. On aura soin en même temps de tourner sa concavité du côté où est censée se retrouver la courbe AA_1, laquelle n'existe plus en réalité sur l'épure effective, qui est rassemblée dans un espace restreint autour de la ligne BB_1, lieu des secondes extrémités. En traçant au crayon le long de ce contour, ou en piquant à travers le calque, selon la manière dont on aura réalisé le gabarit, on obtiendra les extrémités N, N',....., homologues des points *m*, *m'*,....., ou M, M',.....

Ce procédé peut s'appliquer de deux manières différentes, suivant que l'on transporte AA_1 dans le voisinage de BB_1 ou réciproquement. On se décidera sous ce rapport d'après la plus ou moins grande simplicité de chacune de ces courbes. La méthode offrira en outre une très grande latitude, puisque l'on reste encore maître du choix de la direction M*m*. On en profitera pour simplifier le plus possible le tracé, en s'inspirant à cet égard de la forme de ces lignes.

Il convient enfin de remarquer que, dans la presque totalité des cas, les courbes-guides AA_1, BB_1, sont des cercles ou des droites; et que rien dès lors n'est plus simple que de tracer les lignes conjuguées aa_1 ou bb_1.

768 — Appliquons par exemple cette méthode à la graduation de la course du piston, en fonction de celle du cercle qui est parcouru par le bouton de manivelle.

Les lignes ainsi décrites AA_1, BB_1 (fig. 453) sont la trajectoire circulaire du bouton de manivelle, et la droite suivant laquelle se meut la tige du piston. C'est cette dernière que nous choisirons

([1]) On trouve d'ailleurs dans l'atlas de MM. Coste et Maniquet une série de ces profils, que l'on peut calquer pour se procurer dans les ateliers un *jeu de gabarits* de diverses grandeurs.

pour la transporter, comme étant la plus simple des deux. De plus, nous effectuerons sa translation suivant sa propre direction, ce qui ne laisse plus rien à tracer matériellement ; la droite aa_1 se confondant alors avec AA_1.

Si donc on veut connaître la position N du bouton de manivelle qui correspond à un point quelconque m de la course aa_1, on n'aura qu'à y implanter, normalement à cette droite, le gabarit mg,

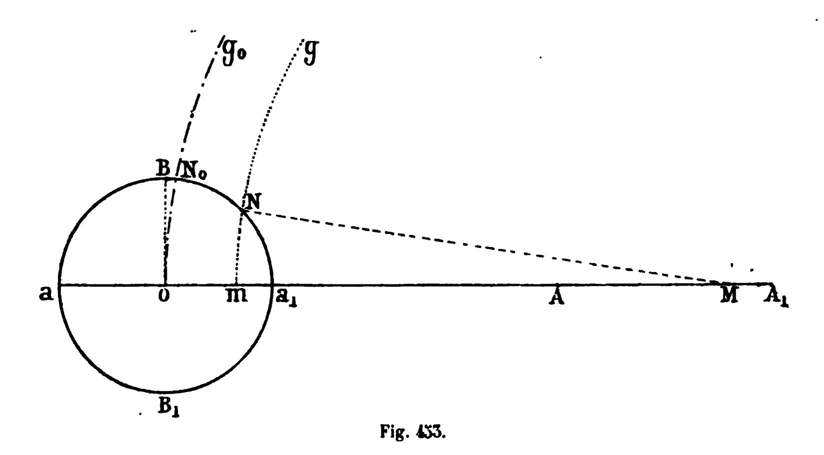


Fig. 453.

en tournant sa concavité du côté de A. Son intersection avec le cercle BB_1 fournira le point cherché N. Si, par exemple, on envisage le milieu Q de la course, le gabarit Og_0 fournit le point N_0. Le petit arc BN_0 met ainsi en évidence, pour cet instant spécial, l'écart qui sépare la théorie des bielles infinies de la réalité. La première placerait en effet en B le point correspondant à O.

§ 4

DIAGRAMME DEPREZ

769 — M. Marcel Deprez a découvert empiriquement des théorèmes approximatifs sur lesquels il a basé, pour la pratique, un procédé graphique d'une grande précision [1].

[1] Léauté (Sur la détermination de la position de la manivelle qui correspond à

Décrivons du point O (fig. 454) un cercle, avec un rayon égal à l'excentricité. Puis reportons en A_0A_{10} la droite B_0B_{10}, à une distance

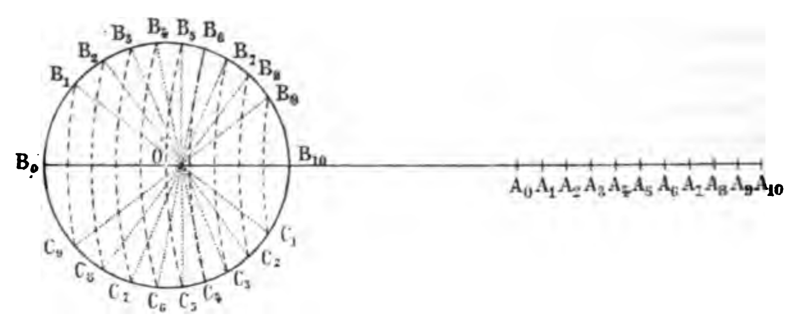


Fig. 454.

égale à la longueur de la barre d'excentrique. Divisons ce diamètre aux points :

(1) A_1, A_2, A_3, ..., A_9.

en un certain nombre de parties égales, que je suppose ici égal à 10 pour fixer les idées. Des points de division comme centre, avec la bielle comme rayon, je trace une série d'arcs de cercle. Ils marqueront sur la demi-circonférence supérieure les positions :

(2) B_1, B_2, B_3, ..., B_9;

corrélatives des précédentes dans la course directe; et sur la demi-circonférence inférieure la graduation :

C_1, C_2, C_3, ..., C_9;

relative à la course rétrograde. Joignons deux à deux les points ainsi obtenus. On observe alors que les droites :

B_1C_1, B_2C_2, B_3C_3, ..., B_9C_9;

une position donnée du piston. *Génie civil*, t. X, p. 288. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. CIV, p. 410).

se croisent très sensiblement en un même point O', lorsque la longueur de la bielle est au moins triple de celle de l'excentricité.

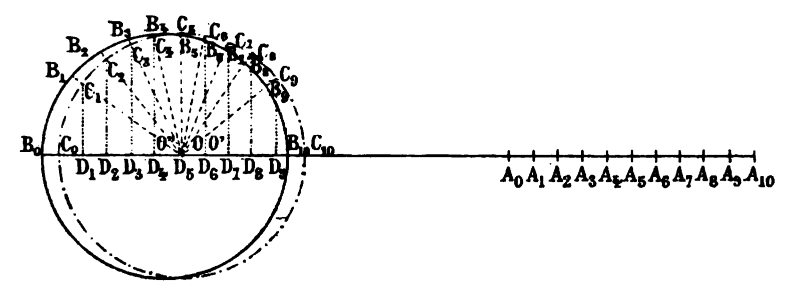


Fig. 455.

M. Deprez décrit alors de O' comme centre (fig. 455) un cercle auxiliaire égal au précédent. Il prolonge les droites de jonction qui viennent d'être tracées :

(3) $O'B_1$, $O'B_2$, $O'B_3$, ..., $O'B_9$;

jusqu'à leur rencontre avec la section de circonférence, aux nouveaux points désignés par :

(4) C_1, C_2, C_3, ..., C_9.

On mène les projetantes de ces derniers :

(5) C_1D_1, C_2D_2, C_3D_3, ..., C_9D_9;

et l'on constate que la graduation ainsi obtenue :

(6) D_1, D_2, D_3, ..., D_9;

divise très sensiblement en parties égales le diamètre du cercle auxiliaire.

De là cette règle : on prend à droite de l'arbre de rotation O une longueur OO', pour laquelle M. Deprez adopte la valeur $\frac{r^2}{2b}$ de la troisième proportionnelle entre le rayon r d'excentricité et le double

de la longueur de la barre *b*. De ce point, on trace une circonférence égale à la première, et on la gradue dans les conditions de la théorie des bielles infinies. On divise pour cela son diamètre en parties égales aux points D (6), et l'on élève leurs projetantes DC (5), qui fournissent sur le cercle auxiliaire la graduation C (4). On joint alors ces derniers points au centre O′ de cette circonférence par les droites O′C (3), qui marquent sur le cercle de rotation proposé les positions B (2) du bouton de manivelle. Ces points correspondent avec une très grande approximation aux extrémités de la bielle, qui constituent dans notre pensée la graduation A (1) de la course du piston en parties égales. On évite ainsi le tracé des arcs de cercle qui auraient pour rayon la longueur de cette bielle.

770 — M. Léauté a repris cette question, en cherchant à réaliser dans l'application une précision plus grande encore. Il joint, à cet effet, les points C (fig. 455), obtenus ainsi qu'il vient d'être dit sur le cercle auxiliaire, non plus au centre O′ de ce dernier, mais à un nouveau point O″ situé de l'autre côté de l'axe de rotation O, à une distance OO″ moitié moindre que la précédente OO′; égale par conséquent à $\frac{r^2}{4b}$. Les nouvelles droites de jonction fournissent alors pour le bouton de manivelle des positions encore plus satisfaisantes qu'avec le premier procédé [1].

§ 5

DIAGRAMME MULLER

771 — Les méthodes précédentes ne sont qu'approximatives. Il nous reste à en faire connaître deux autres qui sont entièrement rigoureuses. La première est due au professeur Muller [2].

[1] On trouve dans l'article de M. Léauté (*Génie civil*, t. X, p. 288), sous forme de tableaux, l'évaluation numérique de l'erreur ainsi commise par rapport aux positions rigoureuses. Les écarts sont absolument minimes, et M. Léauté les caractérise en disant qu'ils ne dépassent pas l'épaisseur du plus fin trait de crayon.

[2] Zeuner. *Traité des distributions par tiroir.* Traduction Debize et Mérijot, p. 55.

Figurons en O le centre de rotation (fig. 456), et en O*t* la glace du tiroir. Plaçons l'excentricité en OE_0, pour le point mort de gauche de la manivelle ; ainsi qu'en OE, après un déplacement angulaire φ. Si du point E comme centre, avec la barre d'excentrique pour

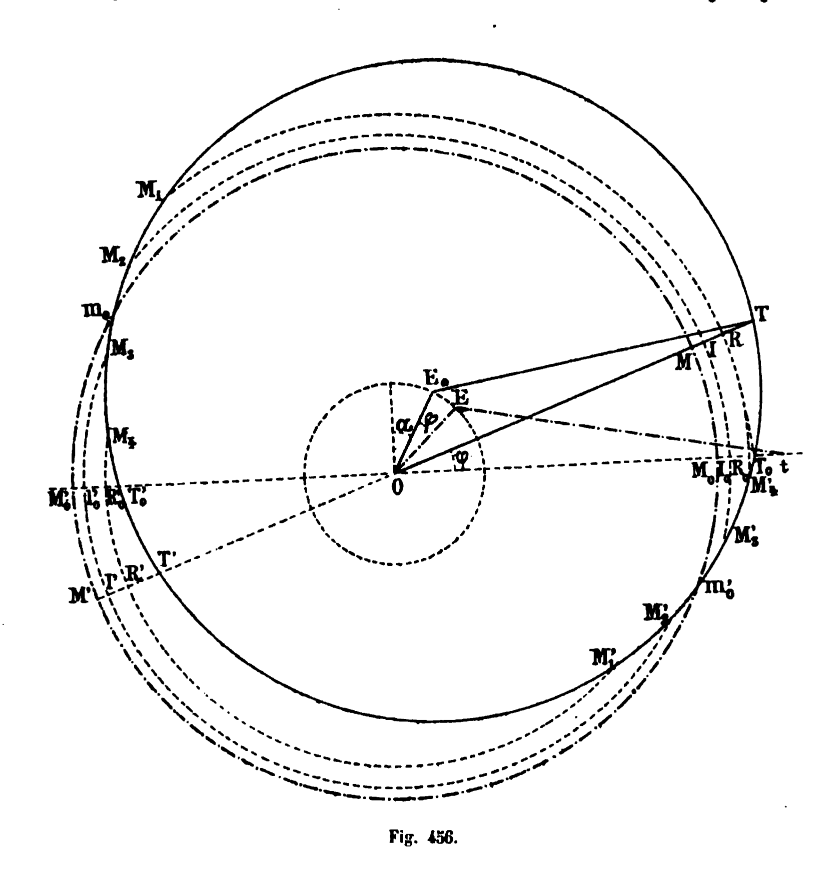


Fig. 456.

rayon, nous menons un arc de cercle, il nous fournira en *t* l'articulation de la tige du tiroir.

Mais on peut obtenir la distance O*t* d'une manière plus simple, en introduisant la considération du mouvement relatif. Fixons par la pensée le système tournant, et attribuons au contraire à la glace du tiroir une rotation inverse. Elle décrira dans ces conditions un

— Cornut. *Étude géométrique des principales distributions*, p. 20. — *Journal de l'École polytechnique de Stuttgard*, 1859. — *Civil Ingenieur*, t. VII, p. 347.

angle $\overline{tOT} = \overline{E_0OE} = \varphi$; et si, de E_0 comme centre, avec la barre E*t* pour rayon, nous traçons un cercle qui coupe en T le rayon OT, nous formerons en OE_0T un triangle identique à OE*t*. Mais il y aura cette différence essentielle, par rapport aux conditions précédentes, que E_0 étant un point fixe, la circonférence auxiliaire reste immuable pour toutes les constructions analogues. L'opération sera conduite, d'après cela, de la manière suivante.

772 — De la position E_0 du centre d'excentrique qui correspond au point mort de la manivelle, avec un rayon égal à la barre d'excentrique, on décrit une fois pour toutes un cercle E_0T. Puis on prend, à partir de l'alignement O*t* de la glace du tiroir, *à contre-sens* du mouvement réel, un angle quelconque $\varphi = tOT$ pour représenter une position de la manivelle. La distance OT, comptée entre le cercle et le centre de rotation, fournit rigoureusement celle qui sépare de ce point, dans la réalité, l'articulation de la tige du tiroir.

Pour régler cet organe, envisageons en OT_0 et OT'_0 les abscisses de son articulation qui correspondent aux deux points morts de la manivelle. Celle du centre d'oscillation du tiroir devra être leur moyenne arithmétique, ou la moitié de leur somme $T_0T'_0$. Traçons donc un cercle à partir du centre de rotation O, avec ce rayon moyen $\overline{OM}$. Nous détacherons ainsi en MT l'élongation du tiroir par rapport à son centre d'oscillation.

Si de plus nous portons en MR et MI les recouvrements extérieur et intérieur ρ et i, en décrivant des circonférences concentriques avec OR et OI comme rayons, nous obtiendrons, pour chaque azimut, les découvrements d'admission et d'échappement TR et TI. Nous opérerons de même à l'opposite, en prenant dans le même ordre, entre M′ et T′, les recouvrements $\overline{M'I'} = i$ et $\overline{M'R'} = \rho$, de manière à défalquer ces deux éléments de la valeur absolue de l'élongation négative M′T′.

773 — Il est facile, d'après ces explications, de lire sur cette figure les diverses circonstances du mouvement.

L'élongation MT s'annule aux points d'intersection m_0 et m'_0 des

deux cercles. On obtiendrait donc, si l'on traçait Om_0 et Om'_0, les azimuts pour lesquels le mobile passe par son centre d'oscillation.

Nous avons de même en $\overline{T_0R_0} = \overline{T'_0R'_0}$, et $\overline{T_0I_0} = \overline{T'_0I'_0}$, les avances à l'admission et à l'échappement.

Le découvrement à l'admission s'annule en M_1 et M'_1. On aurait par suite, en tirant OM_1 et OM'_1, les azimuts du commencement de la détente dans les deux courses.

Le découvrement à l'échappement s'annule en M_2 et M'_2. Les rayons OM_2 et OM'_2 fourniront donc les azimuts du commencement de la compression.

De même OM_3 et OM'_3 feront connaître les instants du commencement de l'échappement anticipé; et OM_4, OM'_4 les débuts de l'admission anticipée.

Il est important de ne pas oublier que ces divers angles sont envisagés dans le mouvement relatif, c'est-à-dire comptés à contre-sens à partir du rayon Ot.

On ne saurait méconnaître l'élégance et l'ingéniosité de ce diagramme. Il n'en est malheureusement pas de même de son utilité pratique. En effet, il nécessite le tracé effectif d'un cercle ayant pour rayon la longueur des barres d'excentrique, ce qui suppose une épure de dimensions souvent inadmissibles. En outre, les circonférences se couperont sous des angles très aigus, ce qui sera de nature à jeter une certaine indécision sur la détermination de l'azimut des points d'intersection. Enfin la construction dépend essentiellement du choix de l'angle α ou du point E_0. Elle reste donc limitée à l'étude d'une détente fixe, et l'on serait obligé à un grand nombre d'opérations analogues pour une détente variable.

§ 6

DIAGRAMME DUBOST

774 — M. F. Dubost a fait connaître une méthode très remarquable [1], qui est destinée à relier par une construction fort simple

[1] Dubost (Sur la détermination exacte des positions réciproques de l'extrémité de

la situation du piston à celle de la manivelle, en tenant un compte rigoureux de l'obliquité de la bielle, quelque courte que puisse être cette dernière. Elle repose sur un théorème préliminaire qu'il nous faut commencer par établir.

Désignons par O le centre de rotation de la manivelle (fig. 457),

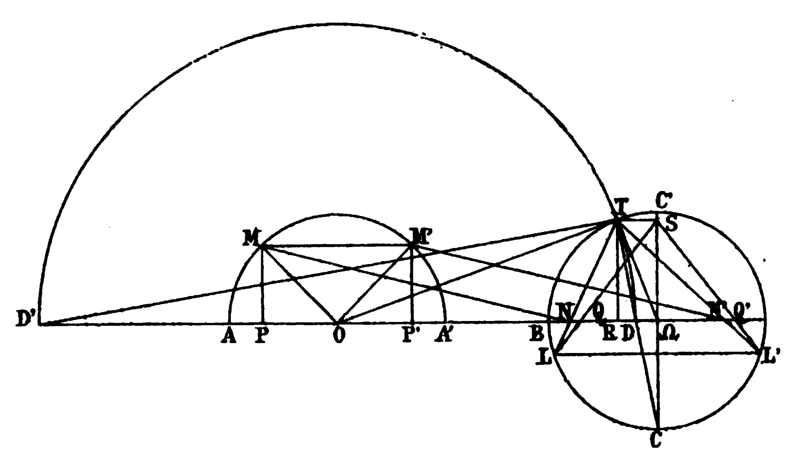


Fig. 457.

A et A' ses points morts, OΩ la longueur de la bielle. Si l'on décrit autour de Ω un cercle égal à celui que parcourt le bouton de la manivelle, B, B' figureront les points morts de la course du piston.

Concevons deux positions également inclinées de la manivelle OM, OM', ainsi que les situations correspondantes de la bielle MN, M'N', lesquelles seront évidemment parallèles entre elles. Les emplacements correspondants du piston sont reliés par une équation très simple. On a en effet :

la bielle et de la manivelle, et sur une épure de distribution tenant compte de l'obliquité des bielles. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 3 décembre 1888. — Note additionnelle. *Épure de distribution rigoureusement exacte*, grand in-4°. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 185. — Diagramme de M. Dubost. Moyen de tenir compte rigoureusement de l'obliquité des bielles dans les épures de distribution. *Portefeuille économique des machines*, 3ᵉ série, t. XV, p. 40). — Massan. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*, 1889-1890.

$$\overline{ON} = \overline{NP} - \overline{OP},$$
$$\overline{ON'} = \overline{N'P'} + \overline{OP'},$$

ou identiquement :

$$\overline{ON'} = \overline{NP} + \overline{OP}.$$

Il vient, en multipliant membre à membre :

$$\begin{aligned}\overline{ON}\,.\,\overline{ON'} &= \overline{NP}^2 - \overline{OP}^2 \\ &= (\overline{MN}^2 - \overline{MP}^2) - \overline{OP}^2 \\ &= \overline{MN}^2 - (\overline{MP}^2 + \overline{OP}^2) \\ &= \overline{MN}^2 - \overline{MO}^2,\end{aligned}$$

c'est-à-dire finalement, si l'on appelle b la longueur de la bielle et r le rayon de la manivelle :

$$(1) \qquad \overline{ON}\,.\,\overline{ON'} = b^2 - r^2.$$

De là cet énoncé : *Les distances de l'arbre aux positions corrélatives du piston, qui correspondent à des inclinaisons égales et inverses de la manivelle, sont en raison inverse l'une de l'autre.*

775 — La valeur de ce produit constant est facile à construire. Si en effet nous menons par le point O une tangente OT au cercle OΩ, l'on aura dans le triangle rectangle OTΩ :

$$\overline{OT}^2 = b^2 - r^2.$$

Pour la suite des opérations, nous décrirons avec OT comme rayon une circonférence DD'.

On remarquera que le point T est essentiellement déterminé. Si nous abaissons la perpendiculaire TS sur CC', elle nous fournira un second point S également déterminé. Leur distance mutuelle a une

valeur très simple. Il vient en effet dans le triangle rectangle $OT\Omega$:

$$\overline{\Omega T}^2 = \overline{\Omega R} \, . \, \overline{\Omega O} = \overline{TS} \, . \, \overline{\Omega O},$$

d'où :

$$\overline{TS} = \frac{r^2}{b}.$$

Ce paramètre, qui va devenir fondamental dans la question, a donc pour valeur la troisième proportionnelle aux longueurs de la manivelle et de la bielle.

Je ferai encore remarquer que la droite qui joint les points T et D passe par l'extrémité C du diamètre perpendiculaire à la direction du mouvement. On a en effet, comme mesure de l'angle formé par une tangente et une corde (en appelant provisoirement C_1 le point de rencontre inconnu de la droite TD avec la circonférence) :

$$\overline{OTC_1} = \frac{\overline{TB} + \overline{BC_1}}{2}.$$

et comme mesure de l'angle intérieur à ce cercle :

$$\overline{TDB} = \frac{\overline{TB} + \overline{B'C_1}}{2}.$$

Mais ces deux angles sont égaux dans le triangle isocèle TOD. Il s'ensuit :

$$\overline{BC_1} = \overline{B'C_1},$$

ce qui montre que C_1 coïncide effectivement avec C.

776 — Ces préliminaires étant établis, je joins le point T aux positions corrélatives N et N' du piston, et je prolonge les droites TN, TN' jusqu'à leur rencontre avec la circonférence en L et L'. Je dis que l'angle formé par ces droites a pour bissectrice la ligne TC. Pour le montrer, désignons provisoirement par TN_1' le côté inconnu de l'angle NTN'_1 dont TC serait réellement la bissectrice. La ligne TD' en formera la bissectrice extérieure, puisqu'elle est perpendiculaire

sur la précédente (l'angle DTD′ étant inscrit sur une demi-circonférence). On peut donc écrire la proportion :

$$\frac{\overline{ND}}{\overline{N'_1D}} = \frac{\overline{ND'}}{\overline{N'_1D'}},$$

c'est-à-dire identiquement :

$$\frac{\overline{OD} - \overline{ON}}{\overline{ON'_1} - \overline{OD}} = \frac{\overline{OD'} + \overline{ON}}{\overline{OD'} + \overline{ON'_1}} = \frac{\overline{OD} + \overline{ON}}{\overline{OD} + \overline{ON'_1}}.$$

Si l'on fait respectivement la somme et la différence des numérateurs et des dénominateurs, il viendra plus simplement :

$$\frac{\overline{OD}}{\overline{ON'_1}} = \frac{\overline{ON}}{\overline{OD}}.$$

On en déduit :

$$\overline{ON}.\overline{ON'_1} = \overline{OD}^2 = \overline{OT}^2 = b^2 - r^2,$$

et d'après l'équation (1) :

$$\overline{ON}.\overline{ON'_1} = \overline{ON}.\overline{ON'},$$
$$\overline{ON'_1} = \overline{ON'};$$

ce qu'il fallait démontrer.

777 — Puisque TC est la bissectrice de l'angle LTL′, il s'ensuit :

$$\overline{CL} = \overline{CL'}.$$

La corde LL′ est donc parallèle à BB′.

Cela posé, je joins L et L′ au point S′ par les droites LS, L′S, qui rencontrent en Q et Q′ le diamètre BB′. Les triangles LTL′ et LSL′ ayant même base et même hauteur, une même parallèle à cette base y intercepte des longueurs égales, car elles sont avec la base commune dans le rapport des distances de ces deux droites au

sommet, laquelle est la même pour les deux triangles. On a d'après cela :

$$\overline{QQ'} = \overline{NN'} = \overline{MM'} = \overline{PP'}.$$

Mais le triangle LSL' est isocèle. Donc O est le milieu de QQ', de même que O est celui de PP'. Par suite les points Q et Q' représentent les situations du piston qui correspondraient à l'hypothèse des bielles infinies, puisqu'ils reproduisent pour le second cercle les projections du bouton de manivelle dans le premier. Par conséquent encore NQ constitue la *correction* qu'il y a lieu de faire subir à cette hypothèse, si l'on veut en déduire la position exacte du piston.

De là cet énoncé : *La* CORRECTION NQ *relative aux diverses positions du piston est la* PERSPECTIVE *sur la course du piston, pour un point de vue* L *qui décrit successivement toute la circonférence, de la demi-corde* FIXE TS *parallèle à cette course, et égale à une troisième proportionnelle entre la manivelle et la bielle.*

Tel est le remarquable théorème de M. Dubost. L'auteur en a déduit un procédé complètement rigoureux d'étude de la distribution.

778 — Représentons par BB' (fig. 458) la course du piston. Traçons le diamètre perpendiculaire CC', et la demi-corde ST égale à $\frac{r^2}{b}$. Si M représente une position quelconque du bouton de la manivelle, nous construirons sa perspective Q, nous joindrons QS pour avoir le point L, et LT pour obtenir la vraie position N du piston qui correspond à celle de la manivelle.

Concevons pour simplifier que l'on ramène par la pensée le rayon d'excentrique du tiroir à la même longueur que la manivelle motrice, de manière à utiliser sous ce double aspect le cercle déjà tracé, en modifiant, bien entendu, dans le même rapport la bielle d'excentrique. Nous déterminerons alors la troisième proportionnelle $\frac{r^2}{l'}$ des deux éléments ainsi transformés. Pour identifier les directions des manivelles, faisons tourner vers la gauche, en sens contraire de la rotation réelle, tout le système du tiroir. La glace

viendra alors en *bb'* sous un angle *b*ΩB' égal à 90° + α. Nous porterons parallèlement, en *st*, la nouvelle troisième proportionnelle. Dès lors, pour la position ΩM de l'excentricité, nous construirons la projection *q* du centre d'excentrique M sur la course, nous tirerons *sql* et *lnt*, et nous obtiendrons ainsi la véritable situation *n* du centre d'oscillation du tiroir dans sa course *bb'*.

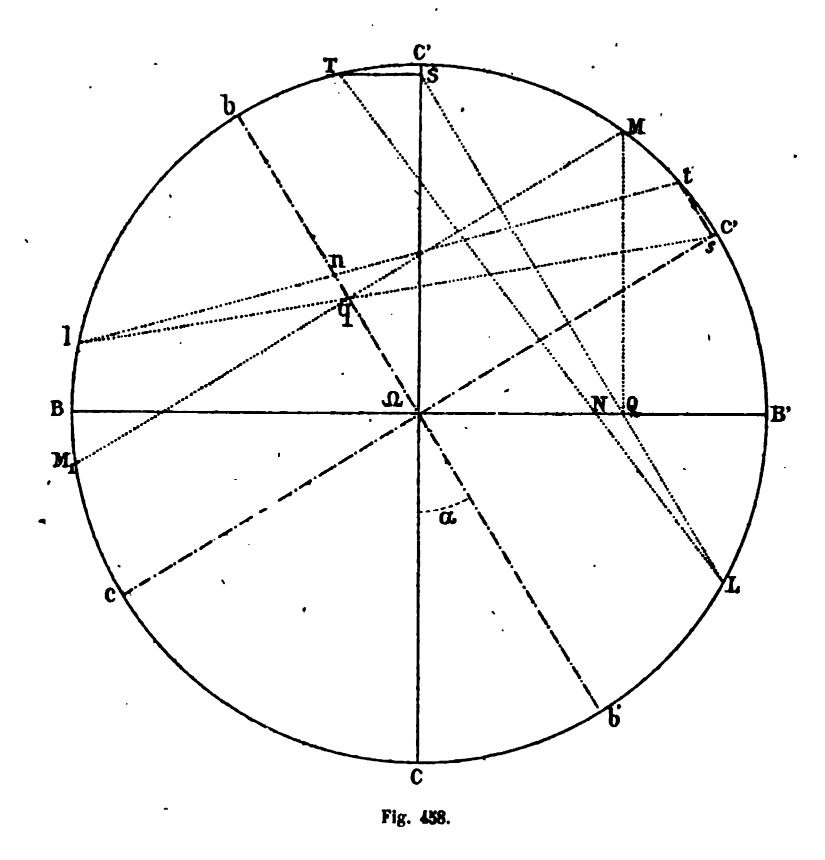


Fig. 458.

Cela posé, l'étude d'une distribution consiste à envisager un certain nombre de situations remarquables du tiroir, et à chercher celles du piston qui en sont corrélatives. Il nous suffira pour cette explication d'envisager un seul cas, par exemple le commencement et la fin de l'admission, qui correspondent l'un et l'autre à une élongation égale au recouvrement extérieur. Prenons donc en Ω*n* la valeur de ce dernier, tirons *nt* jusqu'en *l*, et *ls* pour

obtenir q. Élevons la projetante MqM_1 de ce point. Nous aurons en ΩM_1 et ΩM les positions de la manivelle relatives au commencement et à la fin de l'admission. Si nous ne nous attachons ici, pour plus de simplicité, qu'à cette dernière, nous abaisserons la projetante MQ, nous tirerons SQL et LNT, et nous obtiendrons la situation exacte N du piston qui correspond au commencement de la détente.

§ 7

VITESSE DU PISTON

779 — Nous avons trouvé ci-dessus (p. 289) cette valeur de l'élongation du tiroir :

$$\rho = r \cos \varphi + b - \sqrt{b^2 - r^2 \sin^2 \varphi}.$$

Celle de sa vitesse v s'en déduira en prenant la dérivée par rapport au temps. Si l'on désigne par ω la vitesse angulaire de l'arbre moteur, il viendra ainsi :

$$\frac{v}{r\omega} = -\sin \varphi + \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{\sqrt{\left(\frac{b}{r}\right)^2 - \sin^2 \varphi}},$$

expression qui resterait exacte lors même que ω serait variable.

Mais supposons au contraire la rotation uniforme, et cherchons les positions pour lesquelles le piston possède la plus grande rapidité. Il nous faudra pour cela égaler à zéro la dérivée de cette fonction, ce qui donne :

$$-\cos \varphi + \frac{\cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi}{\sqrt{\left(\frac{b}{r}\right)^2 - \sin^2 \varphi}} + \frac{\sin^2 \varphi \cos^2 \varphi}{\left[\left(\frac{b}{r}\right)^2 - \sin^2 \varphi\right]^{\frac{3}{2}}} = 0.$$

Si nous faisons pour abréger :

$$x = \cos^2 \varphi, \qquad m = \left(\frac{b}{r}\right)^2 - 1,$$

on pourra écrire :

$$\sqrt{x(m+x)^3} = (2x-1)(m+x) + x(1-x)$$
$$= x^2 + 2mx - m.$$

Élevons au carré, réduisons, et divisons par m. Il viendra :

$$(1) \qquad x^3 + (m-2)x^2 - m(m+4)x + m = 0.$$

Le premier membre de cette équation du troisième degré prend, pour l'hypothèse $x = 1$, la valeur négative $-(m+1)^2$. On obtient donc pour la série de signes qui correspond aux substitutions suivantes :

$-\infty$	$-$
0	$+$
1	$-$
$+\infty$	$+$

ce qui montre que les trois racines sont réelles, et qu'une seule d'entre elles peut convenir dans le cas actuel pour représenter $\cos^2 \varphi$, comme étant comprise entre zéro et $+1$.

Il serait facile d'après cela de résoudre cette équation par la méthode applicable au cas irréductible. Mais il suffira ici d'opérer d'une manière beaucoup plus simple. Si la bielle était infinie, la racine cherchée serait nulle, et l'angle serait droit, ainsi que le montre l'égalité préalablement divisée par m^2. On aura donc une racine très petite dans les conditions ordinaires de la pratique. Par conséquent les facteurs x^2 et x^3 qui représentent la quatrième et la sixième puissance du cosinus correspondant deviendront négligeables, d'après la remarque qui sert de base à la méthode de Graffe pour la résolution numérique des équations [1]. Nous pouvons en

[1] Carvallo. *Méthode pratique pour la résolution numérique complète des équations algébriques ou transcendantes.* Thèse in-4°, 1890, p. 2.

conséquence évaluer avec une approximation suffisante la racine cherchée, en réduisant la formule (1) à une équation du premier degré, qui donne :

$$x = \frac{1}{m+4},$$

c'est-à-dire :

$$\cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{b}{r}\right)^2 + 3}}.$$

M. Cornut a effectué la comparaison de cette formule simplifiée avec les résultats de la résolution exacte de l'équation du troisième degré [1]. Il a reconnu par exemple que, pour une bielle égale à cinq fois le rayon de la manivelle, l'angle rigoureux est de 79° 6′, tandis que la formule réduite indique 79° 6′ 24″. De là une erreur moindre qu'une demi-minute, quantité absolument insignifiante en pareille matière.

[1] Cornut. Vitesse des pistons dans les machines à vapeur horizontales. *Compte rendu des séances du cinquième congrès des Ingénieurs en chef des associations de propriétaires d'appareils à vapeur*, 1880, p. 103.

CHAPITRE XLV

INFLUENCE DE L'OBLIQUITÉ — COULISSE

—

§ 1

CENTRE INSTANTANE

780 — Nous avons consacré le chapitre précédent à l'étude de l'influence exercée par l'obliquité des bielles sur la distribution par tiroir unique à détente fixe. Nous envisagerons maintenant au même point de vue l'emploi de la coulisse de Stephenson pour la détente variable.

Phillips a fait connaître une construction fort simple et très élégante du centre instantané de cet organe, dans son mouvement normal [1].

La bielle de suspension ayant une extrémité fixe en B (fig. 459), son articulation S décrit un cercle autour de ce centre. Cette barre constitue donc elle-même la normale de la trajectoire de ce point de la coulisse. Elle contient par conséquent le centre instantané cherché. Désignons-le par Ω, en supposant le problème résolu.

Je joins ce point aux extrémités C et C′ de la coulisse au moyen des droites ΩK et $\Omega K'$, qui rencontrent en K, K′ les prolongements des excentricités. Traçons, d'autre part, les parallèles ΩL, $\Omega L'$ à ces

[1] Il est bien essentiel de distinguer le mouvement *normal* que la coulisse reçoit de l'arbre tournant pour un cran de détente déterminé, du déplacement absolument différent que lui imprime le levier de relevage, lorsque l'arbre est au repos. Nous avons déjà vu (n° 702) que le centre instantané de ce dernier mouvement se trouve à l'intersection des deux barres d'excentrique.

dernières droites. La similitude des triangles CEK, CΩL nous donnera la proportion :

$$(1) \qquad \overline{\Omega L} = \overline{\Omega C}\,\frac{\overline{KE}}{\overline{KC}}.$$

Si l'on suppose qu'un angle infiniment petit ε soit décrit par

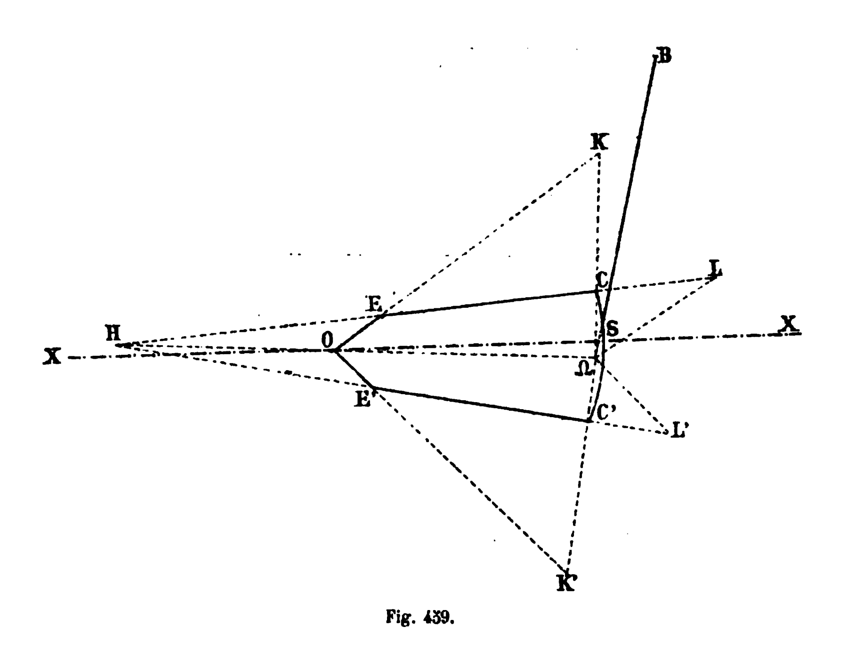


Fig. 439.

la coulisse autour de Ω, son extrémité C éprouvera le déplacement :

$$\varepsilon\,.\,\overline{\Omega C}.$$

Quant à la barre d'excentrique EC, les normales des trajectoires de ses extrémités sont ΩC et OE ; son centre instantané se trouve donc en K, et par suite l'angle de rotation qu'elle décrit autour de ce point a pour valeur :

$$\frac{\varepsilon\,.\,\overline{\Omega C}}{\overline{KC}}.$$

Le déplacement de son extrémité E aura dès lors comme expression :

$$\frac{\varepsilon . \overline{\Omega C}}{\overline{KC}} . \overline{KE},$$

ou plus simplement, d'après l'égalité (1) :

$$\varepsilon . \overline{\Omega L}.$$

Celui du point E sera de même :

$$\varepsilon . \overline{\Omega L'}.$$

Mais les deux arcs de cercle ainsi parcourus autour de O dans la rotation de l'arbre par des points situés à la même distance du centre sont nécessairement égaux. Il s'ensuit par conséquent :

$$\overline{\Omega L} = \overline{\Omega L'}.$$

Telle est la condition qui devra servir à déterminer, sur la bielle de suspension, le point Ω. Elle nous montre que la droite HOΩ doit être la bissectrice de l'angle formé par les droites HEL, HE'L'.

De là ce théorème fort simple : *Le centre instantané du mouvement normal de la coulisse est fourni par l'intersection de la bielle de suspension avec la bissectrice de l'angle formé par les deux barres d'excentrique.*

§ 2

ÉQUATION FONDAMENTALE

781 — Le mouvement de la coulisse de Stephenson présente une telle complication, qu'il convient de se contenter pour son étude de formules approximatives, en se basant à cet égard sur la peti-

tesse des excentricités par rapport à la longueur des barres d'excentrique.

Représentons par CC′ (fig. 460) sa position actuelle. Le coulisseau qui oscille sur la direction de la droite OQ se trouve en K, et sa distance à l'arbre moteur constituera pour nous la variable essentielle qu'il s'agit de déterminer. Nous l'appellerons son *abscisse*, en

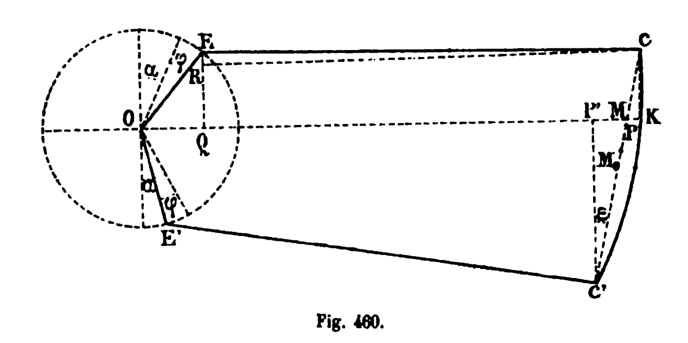


Fig. 460.

réservant l'expression d'*élongation* pour l'écart que subit ce point de part et d'autre de sa position moyenne, ou *centre d'oscillation*. On aura identiquement :

$$(2) \qquad \overline{OK} = \overline{OP} - \overline{PM} + \overline{MK}.$$

Il reste à évaluer les trois termes de ce polynôme.

Nous confondrons à cet effet la coulisse avec sa corde, et nous désignerons par x la distance de son point mort M_0 au coulisseau, actuellement situé en M. Appelons en même temps $2a$ la longueur de la coulisse, b la barre d'excentrique, e l'excentricité :

$$x = \overline{M_0M}, \qquad 2a = \overline{CC'}, \qquad b = \overline{EC}, \qquad e = \overline{OE}.$$

On a en premier lieu, d'après la similitude des triangles rectangles MCP, MC′P′ :

$$\frac{\overline{MP}}{\overline{MP'}} = \frac{\overline{MC}}{\overline{MC'}};$$

d'où :

$$\frac{\overline{MP}}{\overline{MP} + \overline{MP'}} = \frac{\overline{MC}}{\overline{MC} + \overline{MC'}},$$

(3) $$\frac{\overline{MP}}{\overline{MC}} = \frac{\overline{PP'}}{\overline{CC'}},$$

et enfin :

(4) $$\overline{MP} = \frac{a - x}{2a} (\overline{OP} - \overline{OP'}).$$

En second lieu, si nous joignons *par la pensée* le point M au centre de courbure de la coulisse, l'un des segments de ce diamètre différera peu de MK, à cause de la faible inclinaison de CC' sur la verticale. Le second sera donc $2\rho - \overline{MK}$; ou simplement 2ρ, en négligeant la petite quantité MK devant le diamètre 2ρ. Il vient d'après cela, en égalant entre eux les produits des segments formés sur les deux sécantes qui se croisent au point M :

$$\overline{MK} \,.\, 2\rho = \overline{MC} \,.\, \overline{MC'} = (a + x)(a - x),$$

et par suite :

(5) $$\overline{MK} = \frac{a^2 - x^2}{2\rho}.$$

Si nous reportons les valeurs (4) et (5) dans l'identité (3), elle deviendra :

$$\overline{OK} = \overline{OP} - \frac{a - x}{2a} (\overline{OP} - \overline{OP'}) + \frac{a^2 - x^2}{2\rho},$$

ou en réduisant :

$$\overline{OK} = \frac{\overline{OP}(a + x) + \overline{OP'}(a - x)}{2a} + \frac{a^2 - x^2}{2\rho}.$$

Évaluons actuellement OP et OP'.

782 — On a pour cela identiquement :

$$\overline{OP} = \overline{OQ} + \overline{QP}$$
$$= \overline{OQ} + \overline{CR}$$
$$= \overline{OQ} + \sqrt{\overline{CE}^2 - \overline{ER}^2}$$
$$= \overline{OQ} + \sqrt{\overline{CE}^2 - (\overline{EQ} - \overline{CM})^2},$$

si l'on confond QR avec CM, en raison de la faible inclinaison de la coulisse sur la verticale. Nous pouvons donc écrire :

$$(6) \quad \overline{OP} = e \sin(\alpha + \varphi) + \sqrt{b^2 - [e \cos(\alpha + \varphi) - (a - x)]^2}$$
$$= e \sin(\alpha + \varphi) + b\sqrt{1 - \left[\frac{e \cos(a + \varphi) - (a - x)}{b}\right]^2}$$
$$= e \sin(\alpha + \varphi) + b \left\{1 - \frac{[e \cos(\alpha + \varphi) - (a - x)]^2}{2b^2}\right\},$$

d'après une approximation déjà employée (n° 746, note 1). Il vient finalement, en développant :

$$(7) \quad \overline{OP} = e \sin(\alpha + \varphi) + b - \frac{(a - x)^2}{2b} - \frac{e^2 \cos^2(\alpha + \varphi)}{2b} + \frac{e(a - x)}{b} \cos(\alpha + \varphi).$$

L'évaluation de OP′ se déduira immédiatement de cette formule, si l'on remarque que la partie inférieure de la figure ne diffère de l'autre que par le changement de $\alpha + \varphi$ en $\alpha - \varphi$, et de $a - x$ en $a + x$. On aura ainsi :

$$(8) \quad \overline{OP'} = e \sin(\alpha - \varphi) + b - \frac{(a + x)^2}{2b} - \frac{e^2 \cos^2(\alpha - \varphi)}{2b} + \frac{e(a + x)}{b} \cos(\alpha - \varphi).$$

Reportons les valeurs (7) et (8) dans celle de OK ; il viendra par là :

$$\overline{OK} \cdot 2a = \frac{a}{\rho}(a^2 - x^2)$$
$$+ (a + x)\left[e \sin(\alpha + \varphi) + b - \frac{(a - x)^2}{2b} - \frac{e^2 \cos^2(\alpha - \varphi)}{2b} + \frac{e(a - x)}{b} \cos(\alpha + \varphi)\right]$$
$$+ (a - x)\left[e \sin(\alpha - \varphi) + b - \frac{(a + x)^2}{2b} - \frac{e^2 \cos^2(\alpha - \varphi)}{2b} + \frac{e(a + x)}{b} \cos(\alpha - \varphi)\right],$$

et en ordonnant :

$$\overline{\mathrm{OK}}.2a = e\left[(a+x)\sin(\alpha+\varphi)+(a-x)\sin(\alpha-\varphi)\right]$$
$$+2ab-\frac{a}{b}(a^2-x)^2+\frac{a}{\rho}(a^2-x^2)$$
$$-\frac{e^2}{2b}\left[(a+x)\cos^2(\alpha+\varphi)+(a-x)\cos^2(\alpha-\varphi)\right]$$
$$+\frac{e(a^2-x^2)}{b}\left[\cos(\alpha+\varphi)+\cos(\alpha-\varphi)\right];$$

ou encore :

$$\overline{\mathrm{OK}}.2a = 2ab + a(a^2-x^2)\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{b}\right)$$
$$+e(a+x)\left[\sin(\alpha+\varphi)+\sin(\alpha-\varphi)\right]+\frac{e(a^2-x^2)}{b}\left[\cos(\alpha+\varphi)+\cos(\alpha-\varphi)\right]$$
$$-\frac{ea^2}{2b}\left[\cos^2(\alpha+\varphi)+\cos^2(\alpha-\varphi)\right]-\frac{e^2x}{2b}\left[\cos^2(\alpha+\varphi)-\cos^2(\alpha-\varphi)\right],$$

et en réduisant :

$$\overline{\mathrm{OK}}.2a = 2ab + a(a^2-x^2)\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{b}\right)$$
$$+2ea\sin\alpha\cos\varphi+2ex\cos\alpha\sin\varphi+\frac{2e(a^2-x^2)}{b}\cos\alpha\cos\varphi$$
$$-\frac{e^2a}{b}(\cos^2\alpha\cos^2\varphi+\sin^2\alpha\sin^2\varphi)+\frac{2e^2x}{b}\sin\alpha\cos\alpha\sin\varphi\cos\varphi,$$

c'est-à-dire :

$$(9)\qquad \overline{\mathrm{OK}} = b + \frac{a^2-x^2}{2}\left(\frac{1}{\rho}-\frac{1}{b}\right)$$
$$+e\left(\sin\alpha+\frac{a^2-x^2}{ab}\cos\alpha\right)\cos\varphi+\frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi$$
$$+\frac{e^2x}{4ab}\sin 2\alpha\sin 2\varphi-\frac{e^2}{2b}(\cos^2\alpha-\cos 2\alpha\sin^2\varphi).$$

§ 3

DISCUSSION

783 — A l'aide de cette valeur générale de l'abscisse du coulisseau, nous pouvons procéder au réglage du tiroir. Déterminons à cet effet ses deux positions K', K'' relatives aux points morts de la manivelle, ou aux valeurs $\varphi = 0$, $\varphi = 180$:

$$\overline{OK'} = b + \frac{a^2 - x^2}{2}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{b}\right) + e\left(\sin\alpha + \frac{a^2 - x^2}{ab}\right)\cos\alpha - \frac{e^2}{2b}\cos^2\alpha,$$

$$\overline{OK''} = b + \frac{a^2 - x^2}{2}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{b}\right) - e\left(\sin\alpha + \frac{a^2 - x^2}{ab}\right)\cos\alpha - \frac{e^2}{2b}\cos^2\alpha.$$

Le milieu K_0 de leur intervalle a pour abscisse la demi-somme de ces deux valeurs :

$$\overline{OK_0} = b + \frac{a^2 - x^2}{2}\left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{b}\right) - \frac{e^2}{2b}\cos^2\alpha.$$

Une obligation essentielle s'impose évidemment pour la régularité du fonctionnement, à savoir que ce centre d'oscillation reste indépendant du relevage, ou de x. De là cette condition :

$$\rho = b,$$

qui fournit l'énoncé suivant, remarquable par sa simplicité : *le rayon de courbure de la coulisse doit être égal à la longueur de la barre d'excentrique.*

Si l'on introduit cette hypothèse, l'abscisse du centre d'oscillation devient :

$$\overline{OK_0} = b - \frac{e^2}{2b}\cos^2\alpha,$$

et celle du coulisseau :

$$\overline{OK} = b + \left(\sin\alpha + \frac{a^2 - x^2}{ab}\cos^2\alpha\right)\cos\varphi + \frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi$$
$$+ \frac{e^2}{4ab}\left[x\sin 2\alpha\sin 2\varphi - 2a(\cos^2\alpha - \cos 2\alpha\sin^2\varphi)\right].$$

L'élongation z de ce dernier, par rapport à son centre d'oscillation K_0, aura donc finalement pour valeur :

$$z = \overline{OK} - \overline{OK_0},$$

ou en effectuant les réductions :

$$(10)\quad z = e\left(\sin\alpha + \frac{a^2 - x^2}{ab}\cos^2\alpha\right)\cos\varphi + \frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi$$
$$+ \frac{e^2}{4ab}(x\sin 2\alpha\sin 2\varphi + a\cos 2\alpha\sin^2\varphi).$$

§ 4

BARRES CROISÉES

784 — L'analyse précédente se rapporte au cas des barres ouvertes. Celui des barres croisées (fig. 461) nous présente encore

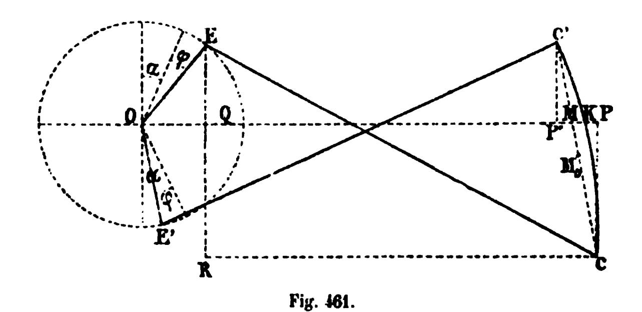


Fig. 461.

l'identité (2) ainsi que la valeur (5) de MK. Quant à celle de PM qui correspond au même point E, ou à l'angle $\alpha + \varphi$, elle sera

aussi donnée par l'égalité (3). Mais celle-ci s'interprète alors de la manière suivante :

$$\overline{\text{MP}} = \frac{a+x}{2a}(\overline{\text{OP}} - \overline{\text{OP}'}).$$

Le premier facteur peut être considéré comme dérivant de la fraction correspondante qui figure dans la relation (4), par le simple changement de signe de a. Il en est de même pour les valeurs de OP et OP′ (éq. 7 et 8). En effet, nous devons maintenant, dans celle de QR (5), changer le terme $-(a-x)$ en $+(a+x)$. Il nous suffira par conséquent, pour éviter de reproduire les calculs précédents, d'opérer ce simple changement de signe dans le résultat (10), ce qui donne :

$$(11) \quad z = e\left(\sin\alpha - \frac{a^2-x^2}{ab}\cos\alpha\right)\cos\varphi - \frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi$$
$$- \frac{e^2}{4ab}(x\sin 2\alpha\sin 2\varphi - a\cos 2\alpha\sin^2\varphi).$$

Nous pouvons, pour continuer avec plus de facilité cette discussion, comprendre les deux cas dans une formule unique, en y affectant les signes supérieurs au dispositif des barres ouvertes, et les signes inférieurs aux barres croisées :

$$z = e\left(\sin\alpha \pm \frac{a^2-x^2}{ab}\cos\alpha\right)\cos\varphi \pm \frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi$$
$$+ \frac{e^2}{4ab}(a\cos 2\alpha\sin\varphi \pm 2x\sin 2\alpha\cos\varphi)\sin\varphi.$$

785 — Dans les cas très fréquents où l'on peut convenablement négliger le terme en e^2, cette expression de l'élongation se réduit à :

$$Z = e\left(\sin\alpha \pm \frac{a^2-x^2}{ab}\cos\alpha\right)\cos\varphi \pm \frac{ex}{a}\cos\alpha\sin\varphi.$$

On retrouve ainsi la forme :

$$(12) \qquad Z = A\cos\varphi + B\sin\varphi,$$

que nous avions obtenue directement pour cette circonstance (n° 701), et dans laquelle nous avions reconnu l'équivalant de la commande directe par un excentrique fictif variable. Mais la question a fait ici un pas de plus, car nous possédons maintenant l'expression explicite des coefficients A et B, en fonction de la position du coulisseau dans la coulisse.

786 — La quantité :

$$A = e\left(\sin\alpha \pm \frac{a^2 - x^2}{ab}\cos\alpha\right),$$

qui représente la valeur de Z pour $\varphi = 0$, nous fournit l'avance à l'admission. On reconnaît qu'avec le signe supérieur cet élément si important décroît quand x augmente, et qu'il croît au contraire pour le signe inférieur. Il s'ensuit que, *avec le type des barres ouvertes, les avances augmentent lorsque le coulisseau tend à se rapprocher du point mort de la coulisse; tandis qu'elles décroissent pour le système des barres croisées.*

Il peut même arriver dans ce dernier cas que l'avance s'annule, et devienne ensuite négative; l'admission anticipée se trouvant alors remplacée par un *retard à l'admission* très désavantageux. C'est ce qui se produirait pour de trop faibles angles de calage, si l'on avait, pour $x = 0$:

$$\tan\alpha < \frac{a}{b}.$$

Nous trouvons dans ces remarques un avantage en faveur du système des barres ouvertes; car il est rationnel d'augmenter les avances pour les grandes vitesses, qui correspondent le plus souvent aux faibles résistances ou aux crans de longue détente, voisins du point mort de la coulisse. Ce type permet en outre une marche convenable au point mort, tandis que celle-ci peut se trouver entravée, et toute admission supprimée, avec le dispositif des barres croisées.

787 — L'équation (12) nous fournit, pour le diagramme de Zeuner, un cercle dont le centre a pour abscisse $\frac{A}{2}$ et pour ordonnée $\frac{B}{2}$ (n° 638). La première a pour valeur :

$$\frac{e}{2}\left(\sin\alpha \pm \frac{a^2 - x^2}{ab}\cos\alpha\right).$$

Lorsque le coulisseau est à son point mort, pour $x=0$, cette expression se réduit à :

$$\frac{e}{2}\left(\sin\alpha \pm \frac{a}{b}\cos\alpha\right)$$

En faisant la différence de ces deux quantités, nous obtiendrons l'abscisse ξ de ce centre, rapportée comme origine au centre du cercle représentatif de la marche au point mort ·

$$\xi = \mp \frac{ex^2}{2ab}\cos\alpha.$$

Quant à son ordonnée η, ou $\frac{B}{2}$, elle a pour valeur :

$$\eta = \pm \frac{ex}{2a}\cos\alpha.$$

Possédant les deux coordonnées de ce point, et sachant que le cercle passe par le centre de rotation (n° 638), il nous sera facile de le construire, et de discuter les circonstances de la distribution, pour les divers crans de détente qui sont caractérisés par les valeurs successives de x.

788 — Si l'on élimine ce paramètre entre les valeurs de ξ et de η, l'on obtiendra l'équation du lieu géométrique des centres des cercles représentatifs de Zeuner, relatifs aux diverses marches du tiroir fournies par le relevage. Il vient ainsi, en élevant la

seconde égalité au carré, et divisant membre à membre avec la première :

$$\eta^2 = \mp \frac{be \cos \alpha}{2a} \xi,$$

équation d'une parabole rapportée à son sommet et à son axe (¹). On voit qu'elle tourne vers l'axe de rotation sa concavité dans le cas des barres ouvertes, et sa convexité pour les barres croisées.

789 — Le paramètre de cette parabole a pour valeur :

$$p = \frac{be}{4a} \cos \alpha.$$

Si on le porte à son tour en coordonnées polaires, sous des azimuts α égaux aux divers angles de calage, son extrémité décrit un cercle dont le centre se trouve sur l'axe polaire, à une distance de l'axe de rotation égale à :

$$p_0 = \frac{be}{8a},$$

laquelle fournit le rayon vecteur correspondant à l'absence d'avance angulaire, ou de recouvrement extérieur.

§ 5

SUSPENSION

790 — La théorie qui précède suppose essentiellement que le point K de la coulisse est assujetti à décrire la droite sur laquelle s'opère le mouvement du tiroir. Or cette condition ne saurait se trouver remplie rigoureusement dans la pratique (²). On se con-

(¹) Je rappellerai que ce lieu est une ligne droite pour les coulisses qui, comme celles de Gooch, de Walschaert, etc., conservent la constance des avances (nᵒˢ 704, 738).

(²) Cependant M. de Landsée a proposé, pour en approcher le plus possible, un appareil spécial (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1868. — Zeuner *Traité des distributions par tiroirs*. Traduction Debize et Mérijot, p 82). Dans ce

tente d'imposer à l'articulation de la coulisse un mouvement circulaire de faible courbure, en la suspendant à une longue bielle de relevage. On choisit pour jouer ce rôle, soit son point mort, soit le point le plus bas, ou même parfois un point quelconque. Le centre du cercle, c'est-à-dire l'extrémité supérieure de la bielle de suspension, reste lui-même arbitraire, et susceptible de parcourir un autre arc de cercle, d'après la rotation du varlet de relevage autour d'un point fixe (fig. 462).

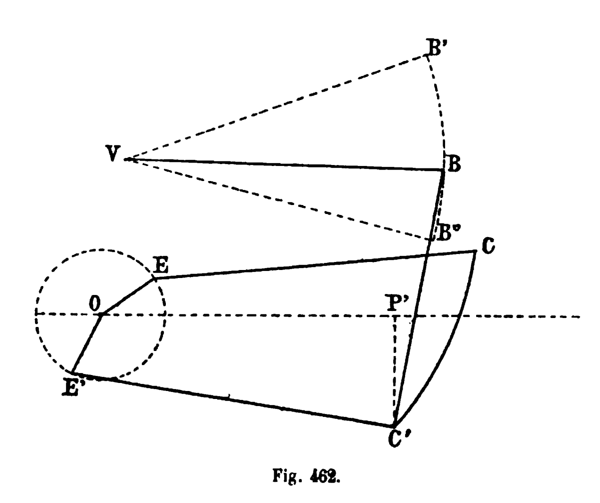


Fig. 462.

Il est naturel de chercher à disposer des éléments arbitraires de la suspension et du relevage, de manière à réduire autant que possible l'influence perturbatrice due à l'écart qui sépare, de la droite des points morts, l'arc de cercle décrit en réalité par le point K. A cet effet, nous assujettirons cet arc à présenter sa corde parallèlement à la droite du mouvement.

Bornons-nous pour cette recherche à considérer, parmi les

dispositif, le point mort de la coulisse est rigoureusement assujetti à se mouvoir en ligne droite. On l'engage pour cela dans une coulisse rectiligne horizontale, qui est perpendiculaire à l'un des montants d'un parallélogramme de Roberval (Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 188). Cet organe sert de mécanisme de relevage, et ses tiges restent rigoureusement parallèles à elles-mêmes dans le mouvement. On peut dès lors admettre que cette condition se conserve avec aussi peu d'altération que possible pour les valeurs de x différentes de zéro, lorsque le coulisseau s'écarte du point mort.

divers modes d'attache, le cas le plus ordinaire, pour lequel la coulisse est suspendue par son extrémité inférieure C′ (fig. 462).

L'abscisse OP′ de ce point nous est fournie par l'équation (8), que nous réduirons pour plus de simplicité à la forme :

$$\overline{OP'} = b - \frac{(a+x)^2}{2b} + e\left[\sin(\alpha-\varphi) + \frac{a+x}{b}\cos(\alpha-\varphi)\right],$$

en y négligeant le terme qui renferme e^2.

Ses valeurs relatives aux points morts de la manivelle s'obtiennent par les hypothèses $\varphi = 0$, $\varphi = 180$:

$$b - \frac{(a+x)^2}{2b} + e\left(\sin\alpha + \frac{a+x}{b}\cos\alpha\right),$$

$$b - \frac{(a+x)^2}{2b} - e\left(\sin\alpha + \frac{a+x}{b}\cos\alpha\right).$$

Leur moyenne arithmétique :

$$u = b - \frac{a+x)^2}{2b},$$

représente, pour l'arc dont nous voulons rendre la corde horizontale, l'abscisse du centre de courbure, c'est-à-dire de l'extrémité B de la bielle de suspension.

Quant à l'ordonnée v de ce point, elle s'obtient évidemment en retranchant de la longueur β de cette bielle, qui est alors verticale, la valeur que prend à ce moment C′P′. Or nous pouvons, comme dans les calculs précédents, confondre cette dernière droite avec le segment $a + x$ de la coulisse. Il vient par conséquent :

$$v = \beta - (a + x).$$

791 — En éliminant entre ces deux expressions la valeur de x, qui particularise les divers états du relevage, nous obtiendrons l'équation de la trajectoire que doit décrire dans ce mouvement le

point B. pour satisfaire à la condition imposée. Il vient ainsi :

$$(v - \beta)^2 = - 2b\,(u - b).$$

Ce lieu est une parabole, qui a pour paramètre la barre d'excentrique b, et pour coordonnées de son sommet cette barre elle-même et la bielle de relevage β.

Si l'on confond cette courbe, dans les environs de son sommet, avec son cercle de courbure (qui en est *surosculateur* en ce point spécial), on sait que le rayon de courbure y est égal au paramètre b, c'est-à-dire à la barre d'excentrique.

Telle est donc la condition à remplir. Malheureusement elle excède ordinairement les possibilités de la pratique. Ces barres sont en effet fort longues, et le varlet deviendrait par là extrêmement encombrant, en même temps que très défavorable au développement de la force du mécanicien.

792 — Supposons-la cependant remplie, pour achever cette étude. Si nous mettons la coulisse au fond de course inférieur, de telle sorte que son extrémité C′ parvienne jusqu'à la droite OP dont nous cherchons à ne pas nous éloigner, le segment inférieur $a + x'$ s'annule alors, et les coordonnées du point de suspension B′ deviennent :

$$u' = b, \qquad v' = \beta.$$

On y reconnait celles du sommet. Dans ce cas, l'arc parabolique effectivement parcouru dans le relevage part donc de ce point.

Plaçons en second lieu la coulisse au fond de course supérieur. C'est maintenant le segment $a - x''$ qui s'annule, et les coordonnées de B″ deviennent :

$$u'' = b - \frac{2a^2}{b}, \qquad v'' = \beta - 2a.$$

Ce sont celles de l'extrémité de l'arc utile de parabole.

On voit par là que les parcours horizontaux et verticaux de

l'articulation qui unit le varlet avec la bielle de relevage ont pour valeurs :

$$u' - u'' = \frac{2a^2}{b}, \qquad v' - v'' = 2a,$$

et sont entre eux dans le rapport :

$$\frac{u' - u''}{v' - v''} = \frac{a}{b}.$$

Il sera dès lors facile de déterminer le centre V de ce varlet, puisque l'on connait par leurs coordonnées les deux extrémités de l'arc de cercle B′ B″, ainsi que son rayon *b*.

CHAPITRE XLVI

ROBINETS

—

§ 1

GÉNÉRALITÉS

793 — Les tiroirs que nous avons étudiés jusqu'ici dérivent du glissement mutuel de deux surfaces cylindriques suivant leurs génératrices (n°s 618, 688). Un second type fondamental de distributions nous est fourni par le glissement d'une surface de révolution à l'intérieur d'un *boisseau* de forme identique, en vertu d'une rotation autour de l'axe de figure commun à ces deux corps.

Ces appareils présentent, par rapport aux précédents, l'avantage d'être spontanément équilibrés, à la seule condition de leur attribuer une circonférence complète et non un simple fuseau, puisque le fluide élastique baigne alors la totalité de leur périphérie, ce qui supprime pour eux les effets dus à la pression sur le dos du tiroir (n° 688).

On désigne cette catégorie de distributeurs sous le nom générique de *robinets* (¹). Nous pouvons les classer à deux points de vue dif-

(¹) Indépendamment des distributions par robinets auxquelles nous consacrons dans ce chapitre un examen spécial, je mentionnerai encore les suivantes : Bède-Farcot (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 83. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 86. — A. Évrard. *Traité d'exploitation des mines*, t. II, p. 215). — Berchtold (Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 123. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXIV, p. 147). — Carlile. Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 101. — Cavé. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans*

férents : 1° suivant la nature de la surface employée ; 2° d'après le mouvement dont elle est animée.

794 — En ce qui concerne la surface, nous signalerons d'abord la plus simple de toutes : le plan, animé d'un mouvement de rotation autour d'une de ses normales. Il fournit les *distributions à disque*.

Vient ensuite le cylindre de révolution. Mais son emploi donne lieu à un grave inconvénient : le défaut d'étanchéité, qui a longtemps entravé le développement des distributions à robinets. En effet, la moindre usure de la paroi du cylindre ou de son boisseau laisse alors un jeu, qui détermine des fuites de vapeur.

Pour ce motif, on préfère au cylindre un tronc de cône appuyé longitudinalement contre une *butée* par une pression de vapeur, que l'on s'attache à régler de manière à concilier un degré satisfaisant d'étanchéité avec une douceur suffisante dans le frottement. Lors même que le cône plein vient à s'user, pourvu que ce soit uniformément, sa forme géométrique ne change pas, et le

les machines, p. 112. — Charbonnaud. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 4e série, t. V, p. 113. — Douglas et Grant (Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 59. — *Dingler's polytechnisches Journal*, t. XCCIX, 2e cahier, 1871). — Dutheil (*Portefeuille économique des machines*, février 1889. — *Notes sur les objets exposés par la Compagnie du chemin de fer d'Orléans* en 1889, in-4°). — Edwards. *Revue univerelle des mines et de la métallurgie*, t. XXIV, p. 147. — Frikart (fig. 463). *Engineering*, 6 septembre 1889, p. 277. — Hlubeck. Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 108. — Ingliss (*Ibidem*, p. 45. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 74). — Kaiser. *Revue industrielle*, 10 août 1889, p. 316. — Lencauchez. *Notice sur les objets exposés par la Compagnie des chemins de fer de Paris à Lyon et à la Méditerranée en* 1889, in-4°. — Luschka (Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 100. — *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1877. — Martejus. Spineux. *De la distribution de l vapeur dans les machines*, p. 112. — Maudslay. *Ibidem*, p. 111. — Meyjes, Zweibruckex et Bavaria. — Mitchell. *Scientific American*, 5 septembre 1885, p. 147. — Musil. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'Industrie minérale de Saint-Étienne*, 1878, p. 64. — Pfaff. *Portefeuille économique des machines*, 1889, p. 29. — Proell Dorfelo. *Ibidem*, février 1889. — Von Reiche. Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 121. — Schivre (*Ibidem*, p. 79. — *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 3e série, t. IX, p. 83). — Schwarzkopf. Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 98. — Sickler Bollinckx. Dwelshauvers-Dery. *Exposition d'Amsterdam*, groupe VII, classe 42, section A, p. 14. — Spineux (Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*). — Sypher. *Scientific American*, 1er août 1885, p. 67. — Thomas Watt. *Engineering*, 9 août 1878, p. 118. — Vaessen. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 112. — Wilson (*Ibidem*, p. 112. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 97).

contact subsiste lorsque l'on rapproche le corps suivant son axe par un rattrapage de jeu.

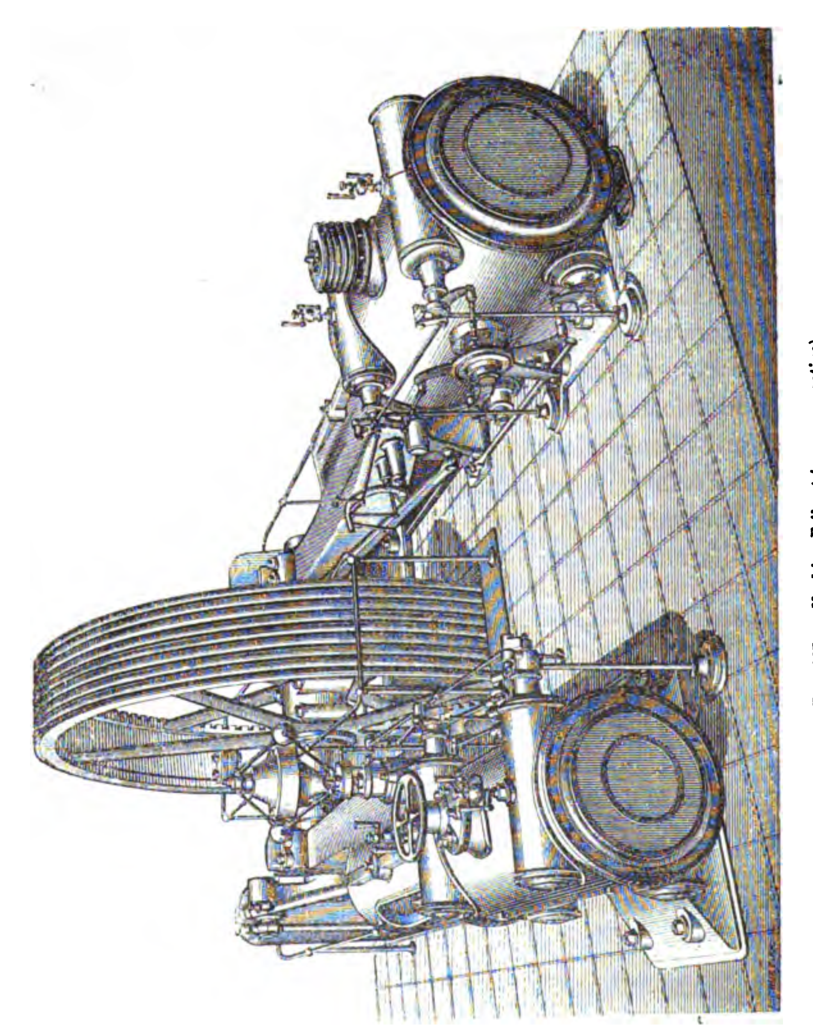


Fig. 463. — Machine Frikart (vue perspective).

795 — En ce qui concerne le mouvement dont le robinet est animé, celui qui se rapproche le plus du jeu alternatif des tiroirs cylindriques consiste en une oscillation circulaire de part et d'autre d'une position moyenne. On obtient ainsi les *tiroirs-pendules*,

appelés aussi *obturateurs, tiroirs circulaires, tiroirs tournants.*

Dans certains cas ([1]), on a cherché à réaliser le même mouvement relatif, mais en s'attachant à couper la vapeur avec plus de rapidité. On fait, dans ce but, avancer l'un vers l'autre deux robinets concentriques animés de rotations inverses; dispositif qui rappelle jusqu'à un certain point les distributions à deux tiroirs superposés (chap. XLI).

Le *robinet continu* s'éloigne d'une manière beaucoup plus fondamentale du type du tiroir rectiligne alternatif. La rotation procède alors toujours dans le même sens. On réalise par là un jeu périodique, qui remet en rapport, aux mêmes intervalles, les pleins et les vides du corps tournant et de son enveloppe fixe. Ce dispositif convient assez directement, sans que ce soit pourtant d'une manière exclusive, aux moteurs rotatifs dont nous nous occuperons plus loin (n° 847).

Dans ce cas, le robinet exécute ordinairement une révolution pour chaque tour de l'arbre. Cependant on peut profiter de la forme circulaire, pour disposer symétriquement le long de la périphérie une répétition de n zones semblables ([2]), de manière à n'avoir besoin, dans les moteurs rapides, que d'une seule révolution du robinet pour n tours de l'arbre moteur. Si au contraire il s'agit d'une machine lente, on doit se tenir en garde contre la mollesse avec laquelle se feront les démasquements. Il faut alors employer des ouvertures très allongées et multiples, d'après le principe des tiroirs à grille (n° 659).

Citons enfin une combinaison assez bizarre ([3]), dans laquelle un tiroir plan tourne sur lui-même, tout en restant animé d'un mouvement rectiligne de va-et-vient ([4]).

([1]) Distribution Radinger. *Engineering*, 15 mai 1874. — Distribution Pelpresne. *Technologie*, janvier 1881.

([2]) Distribution Mégy, quatre tours. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 98. — Distribution Meyer, six tours. *Portefeuille économique des machines*, 1889, p. 8.

([3]) Distribution Church (*Revue industrielle*, 27 février 1884, p. 81. — *The mechanic Magazine*, 4 juin 1886). — Distribution Petton et Wilson. *Revue industrielle*, 24 septembre 1885, p. 384.

([4]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 65.

§ 2

MACHINES DIVERSES

796 — *Machine Biétrix.* — La distribution Biétrix (¹) est fondée sur l'emploi du robinet à mouvement continu, effectuant autant de tours que l'arbre moteur. Ce système a même été adapté à des moteurs compound *en tandem* (n° 820), avec un seul axe tournant pour porter les robinets distributeurs des divers cylindres (fig. 464). On lui imprime le mouvement au moyen d'engrenages hélicoïdaux.

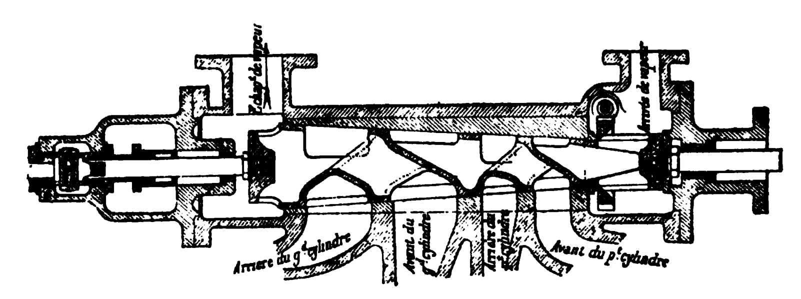


Fig. 464. — Robinet distributeur Biétrix (coupe longitudinale).

On substitue ainsi l'emploi d'un organe unique aux *jeux de fer* plus ou moins complexes, qui caractérisent la plupart des machines à robinets.

L'obturateur est tronc-conique. Sa butée est formée de *grains* multiples et facilement réglables. Avec la perfection atteinte aujourd'hui par les procédés de la construction mécanique, l'usure paraît très faible. Le frottement est doux, et permet de faire varier la distribution par le régulateur ou à la main, en modifiant l'orientation du boisseau.

797 — *Machine Ridder.* — La distribution de Ridder (²) dérive de celle de Meyer avec d'intéressantes modifications. Dans cette ma-

(¹) *Revue industrielle*, 10 août 1889, p. 314. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, p. 262. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 91. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, p. 69.

(²) Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 1. — Sauvage. *Revue générale des*

chine, ainsi que dans celles qui suivront, le jeu de l'obturateur n'est plus progressif comme pour la précédente; il devient pendulaire.

Les lumières de la glace plane idéale que nous pouvons supposer enroulée sur la surface du boisseau pour en fournir la configuration, ne sont plus rectangulaires comme à l'ordinaire. Elles ont la forme d'un parallélogramme (fig. 465). Le taquet unique de détente présente la forme d'un trapèze isoscèle de même angle α. Pour faire varier la détente, on communique à ce dernier, à l'aide d'une vis et d'un volant-manette, un déplacement suivant la direction de sa médiane, c'est-à-dire perpendiculairement à celle du mouvement de va-et-vient.

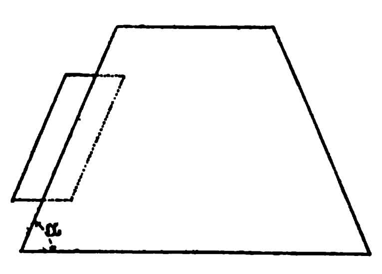


Fig. 465.

Si on le manœuvre ainsi d'une certaine quantité a, la zone située en regard des lumières se trouve élargie de chaque côté d'une quantité égale à a cotang α. On peut donc, en disposant de a, réaliser des modifications sensibles du régime à l'aide de faibles dérangements.

Enfin le dispositif tournant permet la commande de l'appareil par le régulateur, à laquelle se prête beaucoup plus difficilement le système Meyer. Nous remarquerons d'ailleurs qu'avec cette combinaison, le glissement que doit déterminer l'effort du mécanicien étant perpendiculaire au mouvement d'entraînement, se trouvera disposé obliquement par rapport au mouvement relatif qui en résulte, au lieu d'être, comme à l'ordinaire, dans la direction même de ce dernier. Or le frottement est toujours diamétralement opposé au déplacement relatif. On n'a plus dès lors, pour opérer le glissement transversal, qu'à lutter seulement contre une composante du frottement et non contre cette force elle-même, ce qui facilitera d'autant la manœuvre [1].

chemins de fer, 1889, t. II, p. 164. — Herdner. *Annales des mines*, juillet-août 1877. — John Fell. *Lecture à l'Institution des Ingénieurs mécaniciens*, Bristol, juillet 1877. — De Quillacq. Détente Ridder appliquée aux machines d'extraction. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1890, p. 271.

[1] Haton de la Goupillière. Mouvement louvoyant. *Traité des mécanismes*, p. 301.

798 — *Machine Corliss.* — Le moteur Corliss ([1]) a beaucoup frappé l'attention au moment de son apparition. Il a créé alors un courant considérable dans les voies de la transformation progressive de la construction mécanique. Si, depuis lors, une certaine réaction s'est produite dans les idées générales, ainsi que dans la pratique de son inventeur lui-même ([2]), cette machine dans son état actuel n'en reste pas moins une de celles qui méritent le plus sérieux examen (fig. 466).

Le moteur Corliss possède, suivant le principe qui a été introduit par Cavé, quatre obturateurs distincts. Deux d'entre eux déterminent l'admission; les deux autres l'échappement. On obtient par là des températures plus constantes dans la masse métallique, en diminuant d'autant les condensations. Chaque paire de robinets est installée à l'une des extrémités du cylindre horizontal. Sur la génératrice supérieure se trouvent les distributeurs d'admission; ceux d'échappement sont placés à la partie inférieure, ce qui leur permet d'évacuer l'eau de condensation en même temps que la vapeur.

L'étanchéité est obtenue à l'aide d'un simple collet sur l'axe, appuyé contre une partie bien dressée. Les arbres sortent au dehors pour recevoir la commande. Les distributeurs sont indépendants, et remplissent leurs fonctions à des instants arbitraires, exempts des assujettissements qu'entraîne la distribution par tiroir unique.

Les obturateurs d'échappement peuvent être commandés d'une manière géométrique. Ceux de l'introduction de vapeur sont

([1]) Pichault. *Traité des distributions*, p. 316. — Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, etc. 2e édition, p. 121. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 100. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 228. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 1. — De Fréminville. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 3e série, t. VII, p. 83. — Tresca. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXXVIII, p. 465. — Ducos. *Génie civil*, t. III, p. 218. — Biver. *Ibidem*, t. VIII, p. 241. — *Annales industrielles*, 1885, t. I, p. 316. — *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. XII, p. 591. — *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1885, p. 112. — *Les Mondes*, t. LI, p. 10. — Proell and Sharowski. Corliss valve diagramms. *Proceedings of civil Engineers*, t. LVI. — Details of horizontal Corliss Engine. *Engineering*, 14 février 1890, p. 167, 170. — *Verhandlungen des Vereins zur Beforderung der Gewerbfleisses*, 1879, p. 102.

([2]) On ne compte pas moins de huit types successifs bien caractérisés de la machine Corliss. En outre un grand nombre de constructeurs ont gravité autour de cette donnée, pour la plier à leurs propres conceptions.

influencés par un dash-pot. La manœuvre s'opère ainsi avec une

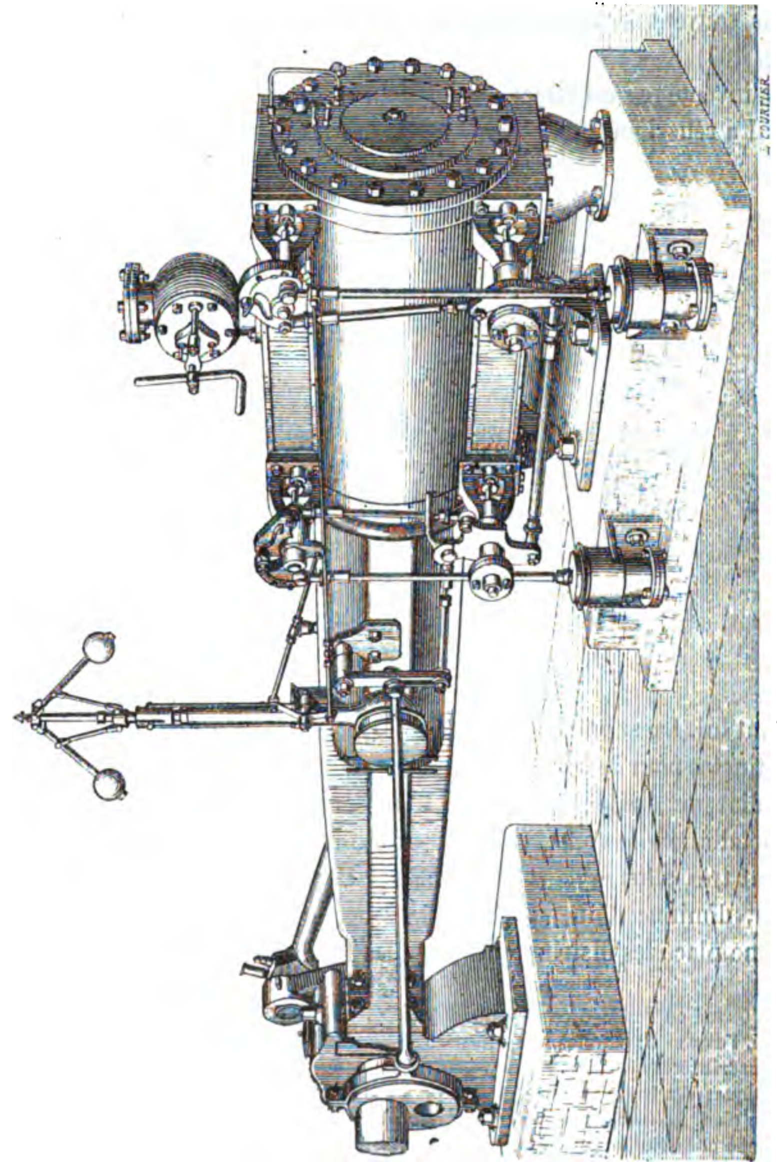


Fig. 466. — Machine de Berger André (type Corliss) (vue perspective)

grande rapidité, lorsqu'une touche vient à déclencher l'obturateur, àun instant déterminé par les variations du régulateur.

Les quatre déclics sont commandés par un disque commun, que manœuvre un excentrique unique [1]. Cette pièce prend d'ailleurs le plus souvent la forme d'un X, sous le nom de *patte d'araignée* (fig. 467).

L'inventeur s'est attaché spécialement à réduire l'espace nuisible, qu'il a réussi en effet à restreindre dans des proportions inusitées

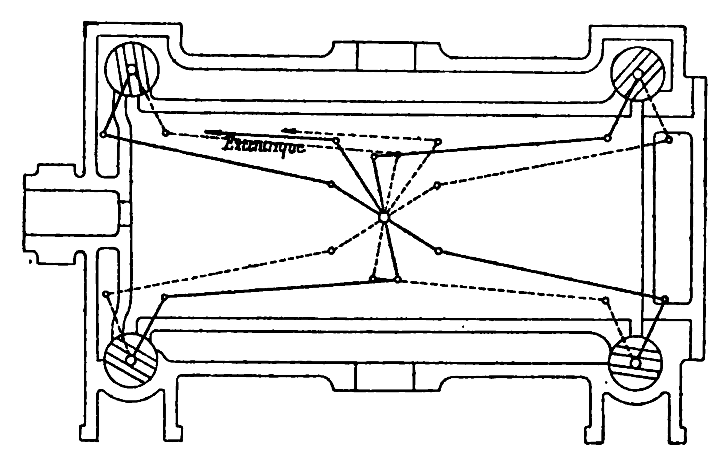


Fig. 467. — Patte d'araignée (figure schématique).

avant lui. La subdivision de la distribution à travers des lumières distinctes pour les diverses fonctions, a cependant pour résultat immédiat de doubler une portion importante de ce volume ; mais l'installation des appareils aux extrémités du cylindre, ordinairement très allongé dans les machines Corliss par rapport à sa section, diminue d'un autre côté la longueur de ces lumières. On a même placé les distributeurs dans les fonds du cylindre de manière

[1] Quand on envisage ce système au point de vue cinématique dans toute sa généralité, l'emploi d'un secteur ou d'un plateau central oscillant devient équivalent à celui de quadrilatères articulés. Sa théorie complète exige donc l'intervention des fonctions elliptiques (Darboux. De l'emploi des fonctions elliptiques dans la théorie du quadrilatère plan. *Bulletin des sciences mathématiques*, 2e série, t. III, p. 100). M. Léauté en a donné une solution approximative très suffisante pour la pratique, en cherchant la valeur des éléments du système qui permettront de communiquer à l'obturateur un mouvement déterminé (Léauté. Sur la distribution dans les machines à quatre tiroirs. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. CVI, p. 336. — *Centenaire de la Société philomathique de Paris*, in-4°, p. 43).

à se dégager, aux extrémités des génératrices, de l'influence de l'épaisseur du piston.

M. Corliss supprimait presque complètement dans l'origine la phase de compression, comme conséquence de la réduction de l'espace libre. Toutefois une réaction importante s'est opérée sur ce point, dans le sens des vues qui ont été développées ci-dessus (n° 669).

Ajoutons enfin que ce constructeur a également innové en ce qui qui concerne le bâti et l'installation de sa machine (n° 558).

799 — *Machine Stoppani.* — Dans le moteur Corliss ordinaire, le déclenchement ne peut s'opérer que pendant le mouvement direct, et non durant le retour de la clenche; circonstance qui tend à restreindre en pratique l'admission au-dessous de 40 °/₀ de la

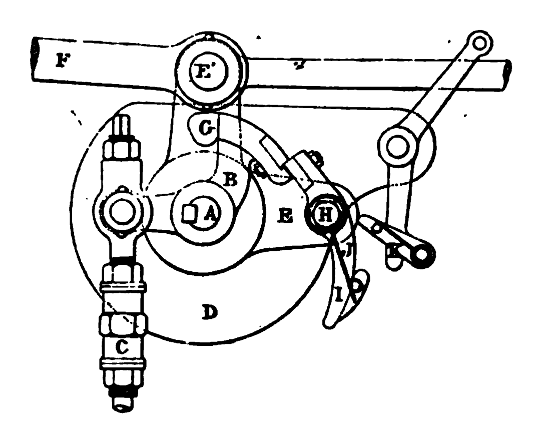


Fig. 468. — Déclic Stoppani-Dickhoff (élévation).

course. A la suite de M. Farcot [1], certains ingénieurs [2] ont cherché à écarter cet obstacle, en mettant à profit les deux sens du mouvement. On arrive ainsi à faire varier l'introduction de zéro à 80 °/₀.

[1] Hirsch. *Les machines et les appareils de la mécanique générale à l'Exposition de* 1878.

[2] Machine Stoppani (Dwelshauvers-Dery. *Exposition universelle de* 1889, p. 36. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie* 1889, p. 220). — Machine Lecouteux et Garnier (fig. 469) (*Ibidem*, 3e série, t. VII, p. 170. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 110. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889. t. II, p. 46).

Le moteur Stoppani n'a que deux distributeurs, qui sont actionnés par un seul excentrique. L'arbre A porte un toc d'entraînement B, relié par une bielle C à un ressort de rappel, qui a été supprimé sur la figure 468. Cet arbre A est fou à l'intérieur d'une douille portée sur le plateau D du distributeur. Autour de cette dernière, tourne fou également un levier coudé EE', directement actionné par la bielle d'excentrique F. Ce varlet porte un taquet d'entraînement G, ainsi que l'articulation H d'un cliquet I.

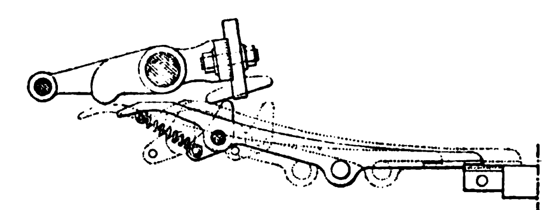


Fig. 469. — Déclic Lecoulteux et Garnier (élévation).

Lorsque le système passe par sa position moyenne, que représente précisément la figure 468, le levier coudé E entraîne l'obturateur, en raison de l'engrènement du taquet G avec le toc B. En même temps le cliquet I est enclenché par la pression du petit ressort J. Tout l'ensemble est donc solidaire. Il exécute un mouvement d'aller et retour d'un côté de la situation moyenne, et détermine pendant ce temps, comme un tiroir ordinaire, les périodes d'échappement et de compression.

Un déplacement analogue s'effectue ensuite du côté opposé pour produire l'admission; mais il s'opère alors une modification capitale. A un certain instant, le cliquet I vient rencontrer le butoir K, qui est composé de deux pièces distinctes, projetées l'une sur l'autre dans la figure 468. L'une d'elles peut être rencontrée dans le mouvement direct, et l'autre pendant le retour, selon la position que leur imposent les variations du régulateur. Le déclenchement a lieu, le distributeur redevient libre, et sous l'action du ressort de rappel C, il reprend vivement sa position initale en coupant la vapeur. Le levier coudé achève seul son oscillation. Il revient à sa situation moyenne, et détermine l'échappement en entraînant l'obturateur par le contact du taquet G avec le toc B.

800 — *Machine Wheelock.* — Le moteur Wheelock [1], que

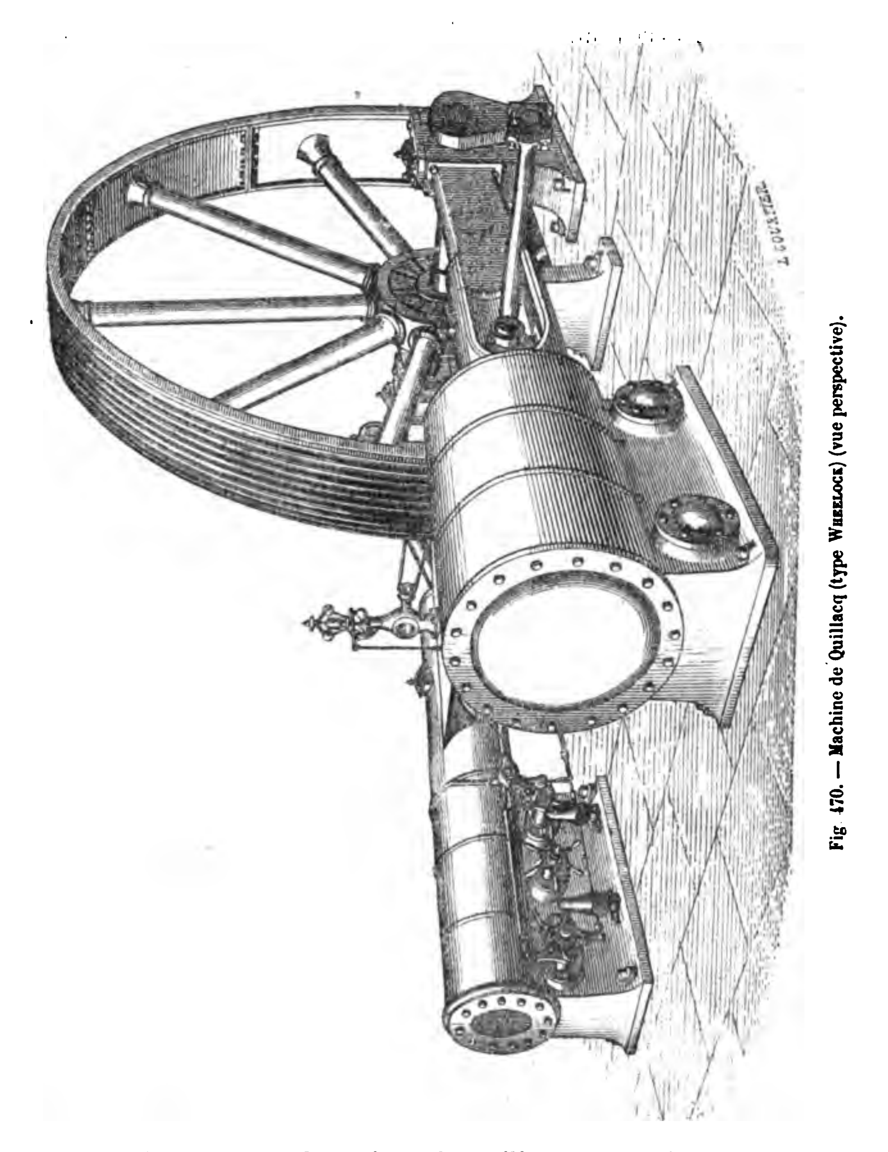


Fig. 470. — Machine de Quillacq (type Wheelock) (vue perspective).

construit en France la maison de Quillacq, est dérivé originaire-

[1] Rapport de M. Brull sur la machine Wheelock. *Bulletin de la Société d'encouragement pour l'industrie nationale*, 4e série, t. IV, p. 101. — *Génie civil*, 30 mars 1880, p. 357. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 50. — *Revue*

ment du type Corliss ; mais il s'en est, depuis lors, beaucoup écarté par la substitution d'un tiroir plan à genouillère à la place des robinets primitifs, tout en conservant le dispositif d'ensemble de la commande (fig. 470).

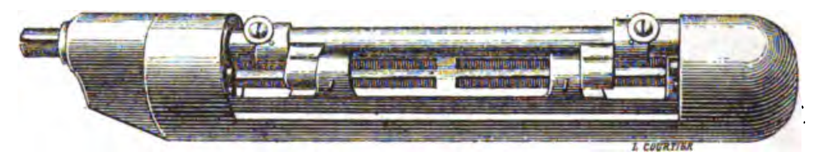


Fig. 471. — Distributeur Wheelock (vue perspective).

Le détail du distributeur est représenté par les figures 471, 472,

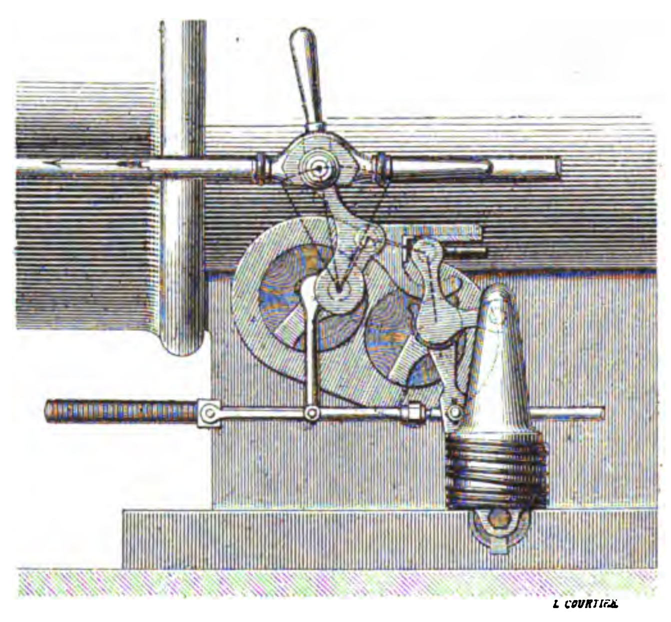


Fig. 472. — Distributeur Wheelock (élévation).

473. Il en existe quatre distincts, qui sont actionnés par une patte

industrielle, 13 juillet 1889. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1889, p. 93 ; 1890, p. 102. — *Congrès international de mécanique appliquée* de 1880, p. 98. — Claeys. *Système de détente variable automatique sans déclics, applicable aux machines à vapeur du genre Corliss Wheelock*, 1890, grand in-4°.

d'araignée gouvernée par un excentrique unique. Le tiroir est à grille, avec ouvertures étroites et allongées, en vue de diminuer l'étirage de la vapeur. En outre, l'excentrique est calé de sorte que le tiroir se trouve animé de sa plus grande vitesse, au moment du démasquement ou de la fermeture des orifices.

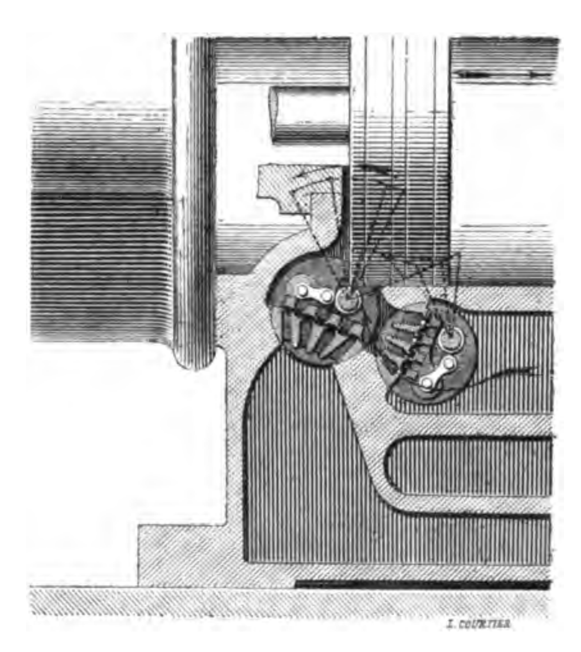


Fig. 173. — Distributeur Wheelock (coupe).

Cet organe ne frotte sur sa glace que le long d'étroites portées encadrant chaque lumière. De cette manière, la vapeur se répand sous la grille du tiroir, dès que celui-ci a exécuté le plus petit mouvement. Elle équilibre la pression dorsale et atténue le frottement. Le distributeur obéit dès lors aisément au régulateur, dont les variations s'emploient à désorienter les touches de déclenchement au moyen d'un secteur. Quant au démarrage du premier moment, il est facilité par cette circonstance que les leviers se trouvent alors vers leurs points morts, et doués par conséquent de leur maximum de puissance.

La glace et le distributeur forment un ensemble qu'on loge dans

la cavité conique des anciens obturateurs placés à l'intérieur des fonds, de manière à réduire à 1,5 °/₀ l'espace nuisible. Les joints sont métalliques, sans aucun calfat. Les pièces frottantes étant ainsi amovibles, le corps du cylindre ne supporte aucune usure. On les enfonce dans leur logement d'un coup de maillet. L'enlèvement et la remise en place sont rapides. On peut d'ailleurs, en cas de nécessité, marcher à simple effet pendant la réparation des distributeurs avariés; bien qu'il soit préférable sous ce rapport d'en avoir toujours un de rechange. Pour faciliter ces manœuvres, la barre d'excentrique est ensellée, et peut être aisément déclenchée. On la munit d'une poignée, qui permet au besoin de conduire le système à la main pour opérer la mise en train.

CHAPITRE XLVII

SOUPAPES

—

§ 1

GÉNÉRALITÉS

801 — Les distributions de vapeur fondées sur l'emploi des soupapes [1] s'éloignent encore plus que les robinets du mode de fonctionnement des tiroirs. Dans ces deux derniers types, le mouvement de démasquement reste tangentiel. Pour les soupapes, au contraire, il s'effectue suivant la normale à la surface qui leur sert de siège.

L'effort à surmonter pour effectuer ce soulèvement est occasionné par la pression dorsale. Avec les tiroirs, la résultante à vaincre est le produit de cette même force par le coefficient de frottement,

[1] Indépendamment des distributions par soupapes auxquelles nous consacrons dans ce chapitre un examen spécial, je mentionnerai encore les suivantes : Artige. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. VIII, p. 303. — Berghoff. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 102. — Collmann (fig. 474) (*Ibidem*, p. 79. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 212). — Hartmann Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 95. — Lelong. — Proell. *Ibidem*, p. 102. — Revollier. Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. I, p. 427. — Socin. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 102. — Walschaert. *Ibidem*, p. 102. — Zimmermann. *Ibidem*, p. 91. — Pompe de Chaillot. Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, planches 34, 35. — Machine de Selly Oak. *Engineering*, 1881, t. I, p. 304. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 7 octobre 1888. — Riedler. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XX.

Dans certaines machines mixtes, on associe les soupapes pour l'admission, avec des tiroirs pour l'échappement (Machine Nolet. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 102).

qui est beaucoup moindre que l'unité. Mais, en revanche, cet obstacle reste permanent, tandis que, dès le premier instant du soulève-

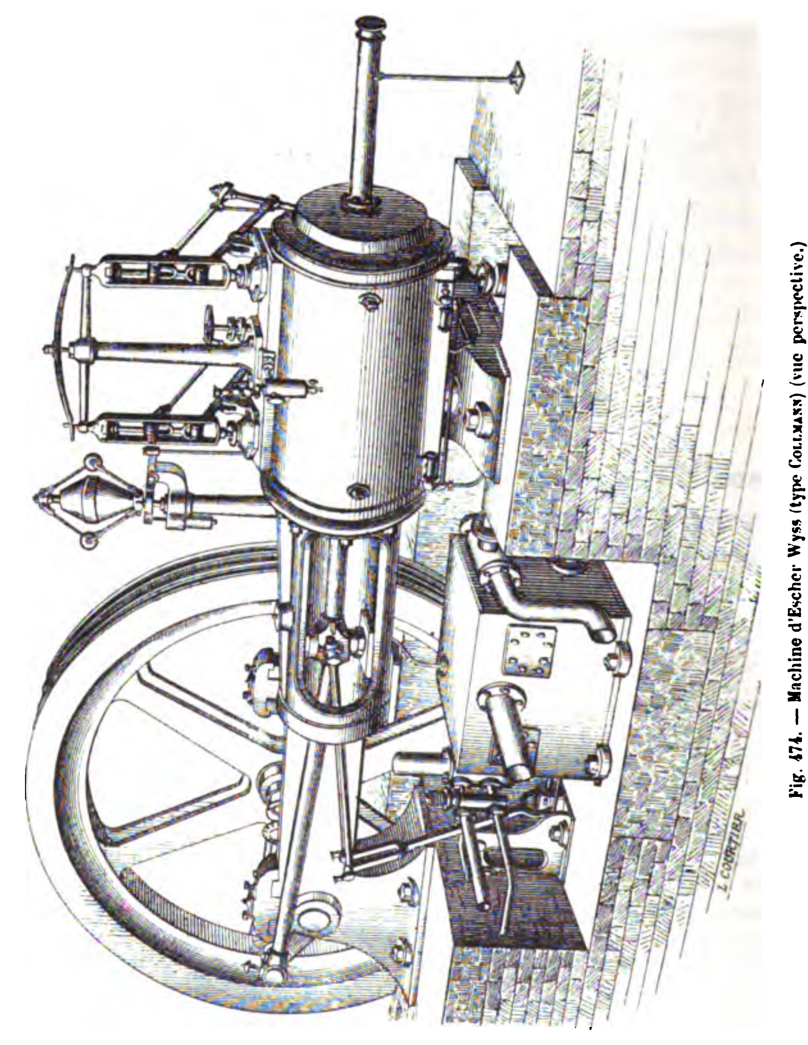


Fig. 474. — Machine d'Escher Wyss (type Collmann) (vue perspective.)

ment d'une soupape, la pression tend à s'équilibrer par-dessous (1).

Le mouvement tangentiel des tiroirs présente l'avantage de ba-

(1) Régénérateur Bochkoltz (Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, n° 954).

layer les corps étrangers que le hasard aurait pu amener sur ce point. La soupape au contraire ne fait que les marteler sur place.

La chute de cet organe sur son siège s'accompagne d'un choc assez rude. Dans une matière dépourvue de dureté, cet effet finirait par produire une empreinte plus ou moins inégale, et un défaut d'étanchéité; tandis que le mouvement tangentiel tend à polir les surfaces. Ajoutons pourtant qu'en employant des aciers de qualité supérieure, on arrive à réaliser des durées de plusieurs années d'un bon service.

Pour amortir l'intensité de la retombée, on a soin d'équilibrer presque complètement les clapets. Mais quand on craint de trop affaiblir ainsi l'accélération du retour, que l'on redoute une certaine dureté du mécanisme, ou que le mouvement doit avoir lieu dans le sens horizontal, on emploie des contre-galets qui, au moment voulu, contraignent la soupape à regagner son siège.

En vue de couper brusquement la vapeur, on introduit des poids supplémentaires, des ressorts, ou des dash-pots, qui manœuvrent le distributeur avec rapidité au moment où il se trouve déclenché par un jeu de fer (n° 657).

802 — On peut également, pour diminuer le laminage du fluide, avoir recours au principe des ouvertures multiples (n° 659). Son application se présente notamment dans la *soupape de Hornblower,* qui est aujourd'hui d'un usage à peu près constant, sous le nom de *soupape à double siège,* ou de *soupape de Cornouailles* [1].

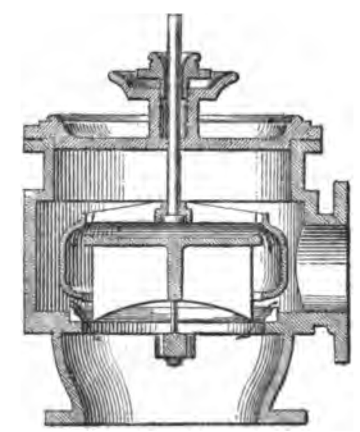


Fig. 475. — Soupape à double siège. (Coupe méridienne).

Le chapeau mobile comprend d'abord (fig. 475) une zone latérale pleine, de forme convexe, qui repose par sa base sur un siège tronc-conique. Son bord supérieur

[1] Rankine. *Manuel de la machine à vapeur.* Traduction de G. Richard, p. 128.

est assemblé à une tige centrale, à l'aide d'un croisillon formé de quatre bras d'une faible largeur, lequel repose sur un disque plein appartenant au siège fixe.

La soupape étant abaissée, le passage se trouve intercepté de toutes parts, latéralement par la joue mobile, et horizontalement par le fond fixe. Mais, pour le moindre soulèvement, la vapeur va s'introduire par une double voie : 1° entre la base de la soupape et son siège tronc-conique ; 2° entre son bord supérieur et celui du chapeau fixe, en passant entre les bras du croisillon. On aura ainsi, à égalité de déplacement linéaire, procuré au fluide une section d'écoulement deux fois plus grande qu'avec un clapet ordinaire.

§ 2

MACHINES DE ROTATION

803 — *Machine Sulzer.* — Le moteur Sulzer [1] est représenté par la figure 477. Une soupape d'admission fournit la vapeur, à chaque extrémité de la génératrice supérieure du cylindre horizontal ; deux autres, à la partie inférieure, servent de même à évacuer à la fois la vapeur et l'eau de la condensation.

Un ressort charge la soupape d'admission, dont la chute est influencée par un dash-pot. L'air comprimé s'échappe de ce dernier à travers un orifice que l'on règle avec un bouchon à vis. La manœuvre est déterminée par le moment où la clenche vient échapper une touche, gouvernée par un axe que l'on relie à l'arbre tournant au moyen de roues dentées égales entre elles, de manière à communiquer à tous les deux la même vitesse angulaire. Cet axe est mis en communication avec la touche par un ingénieux jeu de

[1] Résal. Machine à détente variable Sulzer. *Annales des mines*, 7e série, t. IX, p. 221. — Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, etc., p. 166. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 87. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 192. — A. Évrard. *Traité d'exploitation des mines*, t. II, p. 210. — Timmermanns. *Étude sur les machines d'extraction à détente* (fig. 476), — *The Engineer*, 30 août 1878, p. 154.

fer. Celui que représente la figure 478 a été établi par la maison Carels de Gand.

804 — *Machine Brown.* — Le moteur Brown [1] est horizontal et

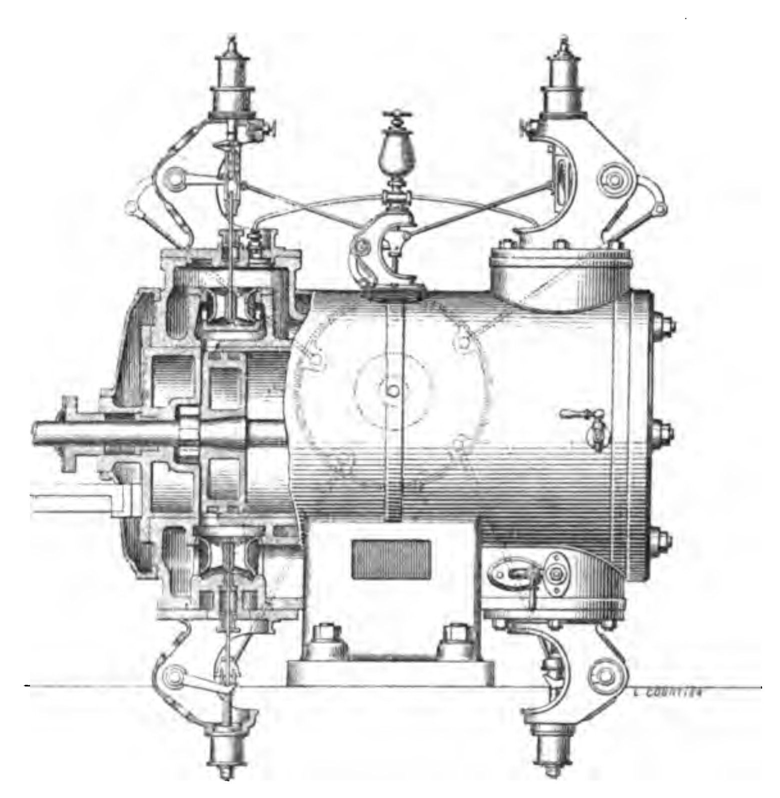


Fig. 476. — Machine à soupapes Timmermanns (coupe verticale).

à un seul cylindre. La distribution est radiale (n° 745). Sa commande est prise sur le milieu de la bielle motrice, qui décrit une sorte

[1] Jules Boulvin. Étude sur les distributions sans excentriques. *Annales de l'Association des Ingénieurs sortis des Écoles spéciales de Gand*, 1884. — Hirsch. *Les machines et les appareils de la mécanique générale à l'Exposition universelle de 1878*, groupe VI, classe 54, p. 214. — Ledoux. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1878, p. 185. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 95. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 217. — *Engineering*, 14 juillet 1878, p. 475. — *The Engineer*, 24 mai 1878, p. 365.

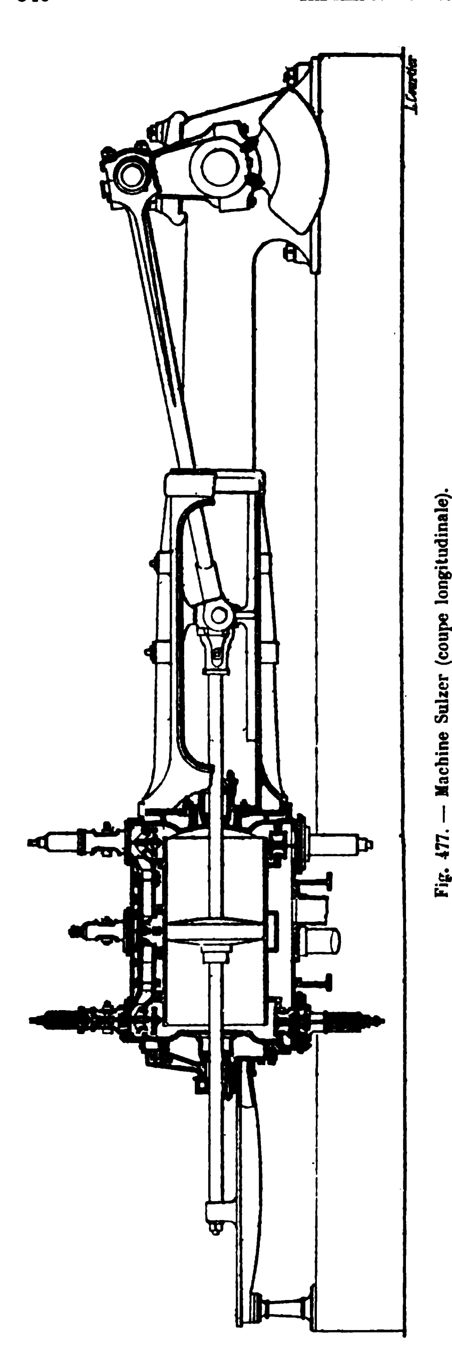


Fig. 477. — Machine Sulzer (coupe longitudinale).

d'ellipse allongée. Un système articulé transforme cette trajectoire en un mouvement rectiligne alternatif, communiqué à une tringle portant deux touches, qui viennent successivement attaquer les deux soupapes d'admission. La détente varie d'après l'inclinaison d'une barre reliée au régulateur à boules. L'avance reste néanmoins constante. Un excentrique spécial manœuvre d'autre part les soupapes d'échappement.

805 — *Machine Meyer.* — M. Meyer a employé une soupape pour la distribution de la vapeur, dans des conditions tout à fait spéciales.

Il s'en sert pour couper la vapeur, non plus, comme dans les cas précédents, à son entrée dans le cylindre, mais avant son introduction dans la boîte même de distribution. On réalise ainsi la détente, mais au prix d'une augmentation considérable de l'espace nuisible, dans lequel se trouve alors rangée

la capacité totale de cette chambre. Cet inconvénient est racheté

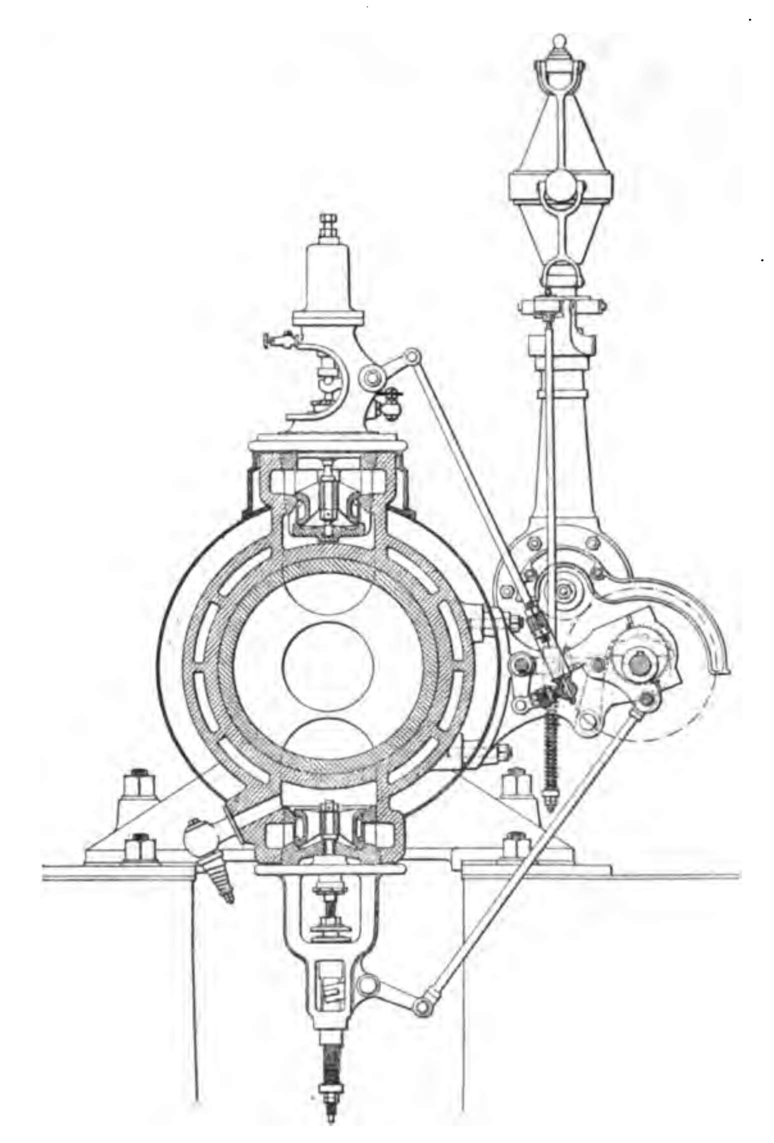


Fig. 478. — Commande de soupapes Carels (coupe transversale).

par la facilité de la manœuvre, qui est fondée sur l'emploi de la *came hélicoïdale* ou *manchon à bosse.*

Cet organe dérive de l'excentrique à ondes ([1]), que l'on constitue de la manière suivante. Imaginons deux cercles concentriques (fig. 479), ainsi que deux rayons comprenant entre eux un angle arbitraire. On utilise pour le profil effectif l'une des circonférences à l'intérieur de cet angle et l'autre en dehors, en raccordant les passages par des courbes à inflexion qui ne présentent pas trop de raideur. De cette manière, la soupape se trouve soulevée par le passage de la saillie que présente le contour, pendant un temps plus ou moins long, suivant l'ouverture adoptée pour l'angle des rayons.

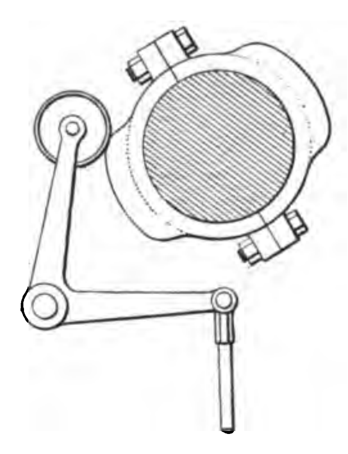


Fig. 479. — Excentrique à ondes. (Élévation).

Cela posé, imaginons (fig. 480) une série de semblables excentriques que l'on aurait construits en employant toute une gamme d'angles variables, et que l'on empilerait comme des pièces de monnaie, avec raccordement des aspérités de cette sorte d'escalier par une surface continue. Si l'on imprime arbitrairement à cette came hélicoïdale un déplacement longitudinal suivant son axe, on mettra ainsi en regard du galet qui commande la soupape, différentes sections droites de ce corps cylindroïde; ce qui fournira le moyen de couper la



Fig. 480. — Came hélicoïdale (élévation).

([1]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 83.

vapeur plus ou moins tôt à la volonté du conducteur de la machine, ou, en d'autres termes, de faire varier la détente.

Lorsque le moteur doit comporter en outre le changement de marche, on associe l'une au bout de l'autre, pour former le manchon à bosses, deux parties symétriques inversement disposées.

806 — *Machine Audemar.* — M. Audemar (¹) a employé de deux manières différentes le manchon à bosses pour la conduite des moteurs à soupapes destinés au service de l'extraction des mines.

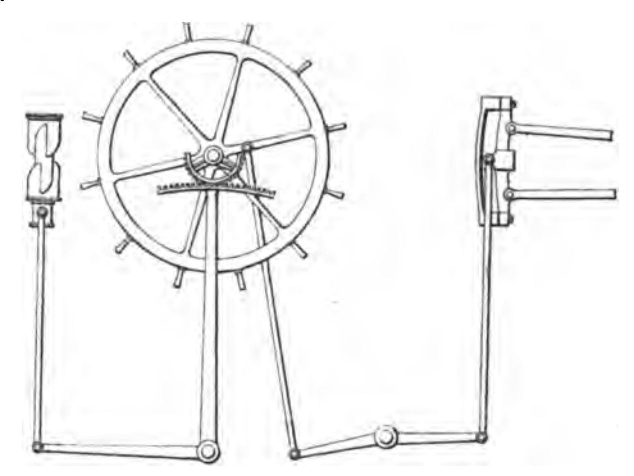


Fig. 481. — Distribution Audemar (élévation).

Dans un premier dispositif (fig. 481), il associe le dispositif Meyer qui vient d'être décrit, avec une coulisse de Stephenson, en vue d'alléger assez l'effort imposé au mécanicien pour que celui-ci reste parfaitement maître de sa machine dans des manœuvres délicates et fréquemment répétées.

Un même levier, ou une roue à poignées, gouverne à la fois les deux organes. Un engrenage multiplicateur de vitesse établit la

(¹) Audemar (*Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1870. 1878, 2ᵉ série, t. II, p. 569. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1876, p. 11). — Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, etc., p. 183. — A. Évrard. *Traité d'exploitation des mines*, t. II, p. 196. — Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 146.

liaison, de manière qu'un très petit mouvement du levier de commande corresponde à une excursion assez étendue de la came hélicoïdale. Dans ces conditions, le tiroir est peu déplacé par ce mouvement, qui n'exige, par suite, du mécanicien qu'un faible travail pour vaincre celui du frottement. Et cependant la came a couru assez loin suivant son axe pour que la soupape Meyer se trouve influencée d'une manière tout autre, et coupe maintenant la vapeur d'après des périodes très différentes. On arrive donc facilement à faire varier la détente.

Il en sera de même pour renverser la marche. Cependant il faut bien alors en venir à produire une grande excursion du levier et du tiroir, puisque le coulisseau doit maintenant se transporter de l'une à l'autre des régions extrêmes de la coulisse. Mais, dans ce cas, le manchon à bosse atteint très rapidement une région centrale qui ne présente plus de renflement, et pour laquelle, par suite, il ne se produit aucune admission dans la boîte de distribution; la soupape restant plaquée sur son siège. De là une chute complète de la pression exercée sur le dos du tiroir, lequel dès lors n'oppose plus de frottement important, et se prête sans obstacle à la manœuvre du mécanicien.

Aux deux extrémités du manchon, au contraire, le renflement règne sur toute la circonférence. Toute détente est supprimée, et la machine, fonctionnant constamment en pleine pression, se trouve bien en main du machiniste pour faciliter les manœuvres que celui-ci doit exécuter sur les clichages.

807 — Dans un second dispositif, M. Audemar associe ensemble quatre soupapes destinées à effectuer la distribution directe dans le cylindre, et groupées deux par deux à ses extrémités, pour y produire l'admission et l'échappement d'une manière distincte.

Une même tige, placée à la disposition du mécanicien, porte quatre cames hélicoïdales qui leur correspondent respectivement. Suivant la position que l'on attribue à cette tiraude, on peut faire varier la détente; de même que, par un renversement plus complet, on réalisera le changement de marche.

Il est nécessaire à cet égard de ne pas perdre de vue que

l'ensemble du cylindre et de ses accessoires étant symétrique par rapport à une section transversale menée par le milieu de la longueur, il ne saurait en être de même pour la tiraude et ses quatre cames. En effet, celles-ci obéissent toutes ensemble à un même mouvement longitudinal, et non à deux mouvements opposés l'un à l'autre, comme l'exigerait la symétrie. Il est donc nécessaire que les deux cames de l'un des groupes soient constituées d'une manière inverse du type employé pour l'autre.

§ 3

MACHINE DE CORNOUAILLES

808 — *Description.* — La machine de Cornouailles [1] diffère profondément de toutes celles que nous avons déjà examinées jusqu'ici, et de celles qui suivront encore. En premier lieu, elle est *à simple effet*; en outre, elle présente dans sa distribution une nouvelle phase fondamentale nommée *période d'équilibre*; enfin elle est *intermittente*. Examinons successivement ces trois points.

Le moteur est à simple effet; c'est-à-dire que la vapeur n'agit que sur une seule face du piston, et durant une des deux courses simples. Cet organe est ensuite ramené pendant la contre-course par une résistance qui, après avoir été vaincue dans la première phase, reprend alors son empire. Cette force est ordinairement la pesanteur, le cylindre étant placé verticalement.

Elle peut alors intervenir de deux manières différentes. Si la machine est à traction directe, la vapeur agit par-dessous le piston, qu'elle force à monter. Celui-ci redescend ensuite en raison de son propre poids, et de celui de l'*attirail* qui en est solidaire [2]. Lorsque le moteur est à balancier (n° 836), la vapeur exerce sa pression au-dessus du piston, et tend à l'abaisser, en élevant d'autre part les poids qui sont reliés à l'extrémité opposée du balancier. Ces derniers

[1] Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 85. — Wickstead. *The cornish pumping Engine.* — Worshead. *Duty of the cornish pumping Engine.* — *Proceedings of civil Engineers*, t. XXIII.

[2] Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 287.

relèvent ensuite le piston, quand ils reprennent la prépondérance.

Le simple effet tend à diminuer l'usure, attendu que c'est toujours dans le même sens que le piston frotte avec force, ce qui a pour résultat de polir les surfaces, tandis qu'un effort égal, exercé alternativement des deux côtés dans les moteurs à double effet, tend à désagréger le métal.

809 — Nous avons dit en second lieu que l'on rencontre dans ces machines une période spéciale d'*équilibre*, qui vient s'ajouter aux phases ordinaires : pleine pression, détente, échappement et compression.

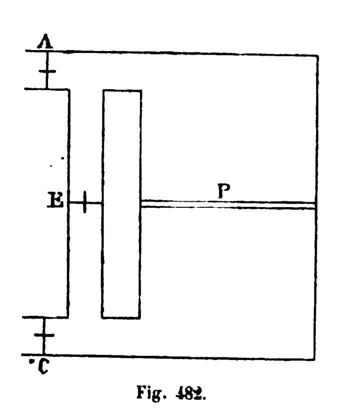


Fig. 482.

On met à cet effet en communication les deux extrémités du cylindre par un conduit latéral, qui porte le nom de tube d'équilibre (fig. 482). Trois soupapes fondamentales interviennent dans la distribution, à savoir : A (soupape d'admission), C (soupape de condensation, appelée aussi soupape d'exhaustion), E (soupape d'équilibre).

Si nous supposons, pour fixer les idées, que le moteur soit à balancier, la vapeur se trouve, par l'ouverture du clapet A, admise au-dessus du piston. La soupape E reste fermée, C est ouverte. Le piston P est sollicité sur sa face supérieure par la pression de la chaudière, tandis que la tension de l'atmosphère, ou celle du condenseur, s'exercent du côté opposé. Il s'abaisse donc en surmontant les résistances.

A la fin de cette phase de pleine pression, A se ferme sans que les autres soupapes changent de position. La détente commence.

Pour une troisième période, C se ferme, tandis que E s'ouvre du même coup, A restant fermée. La vapeur, déjà détendue, se met alors en équilibre sur les deux faces du piston, sur lequel elle perd dès lors toute action propre. Celui-ci continue cependant son mouvement par la vitesse acquise; mais celle-ci va en diminuant par l'influence des résistances, tant utiles que passives.

C'est la phase d'équilibre, pendant la seconde partie de laquelle le piston, ayant fini par s'arrêter en raison de son ralentissement progressif ([1]), se met ensuite à remonter, sous l'action du poids de l'attirail qui sollicite la queue du balancier.

Pour une quatrième période, vers la fin de cette excursion ascendante, la soupape E se ferme. Dès lors, la vapeur d'équilibre qui se trouve par là isolée au-dessus du piston, sera dorénavant refoulée sur elle-même. C'est la phase de compression.

810 — Tout se retrouve alors dans les conditions initiales, au moment où l'admission A et la condensation C s'ouvrent de nouveau. Mais cet instant n'arrive pas immédiatement, et, ainsi que nous l'avons dit, la machine de Cornouailles présente le caractère exceptionnel de l'intermittence. Au lieu de se succéder d'une manière continue, comme dans le moteur à double effet, sous l'influence de la rotation ininterrompue de l'arbre et du volant, les diverses courses constituent individuellement des évolutions complètes, nettement détachées les unes des autres. L'intervalle qui les sépare reste variable à volonté, selon le degré d'activité que l'on désire imprimer à la production du travail.

Pendant ce laps de temps, le séjour de la vapeur conserve aux parois du cylindre leur température. C'est seulement lorsque vient le moment de fournir une nouvelle course, que la soupape C s'ouvre pour opérer la condensation de cette cylindrée, en même temps que A pour en fournir une nouvelle.

Cette propriété si caractéristique de l'intermittence s'obtient à l'aide d'un appareil spécial appelé *cataracte.*

811 — On désigne sous ce nom une petite pompe à eau glycérinée ou à huile (fig. 483, 484). Un conduit latéral permet au liquide de se transporter d'une extrémité à l'autre du cylindre, en raison de la descente progressive d'un piston. Celui-ci est ensuite relevé subitement vers la fin de la course du piston moteur, par l'intermédiaire de la poutrelle de distribution qu'actionne ce dernier.

([1]) On a soin de disposer un tampon de choc capable d'arrêter dans tous les cas le piston, s'il s'emportait par hasard au delà des limites voulues.

Cette poutrelle continue à glisser le long du levier de la cataracte, une fois qu'elle l'a ramené dans sa position supérieure. Elle remonte

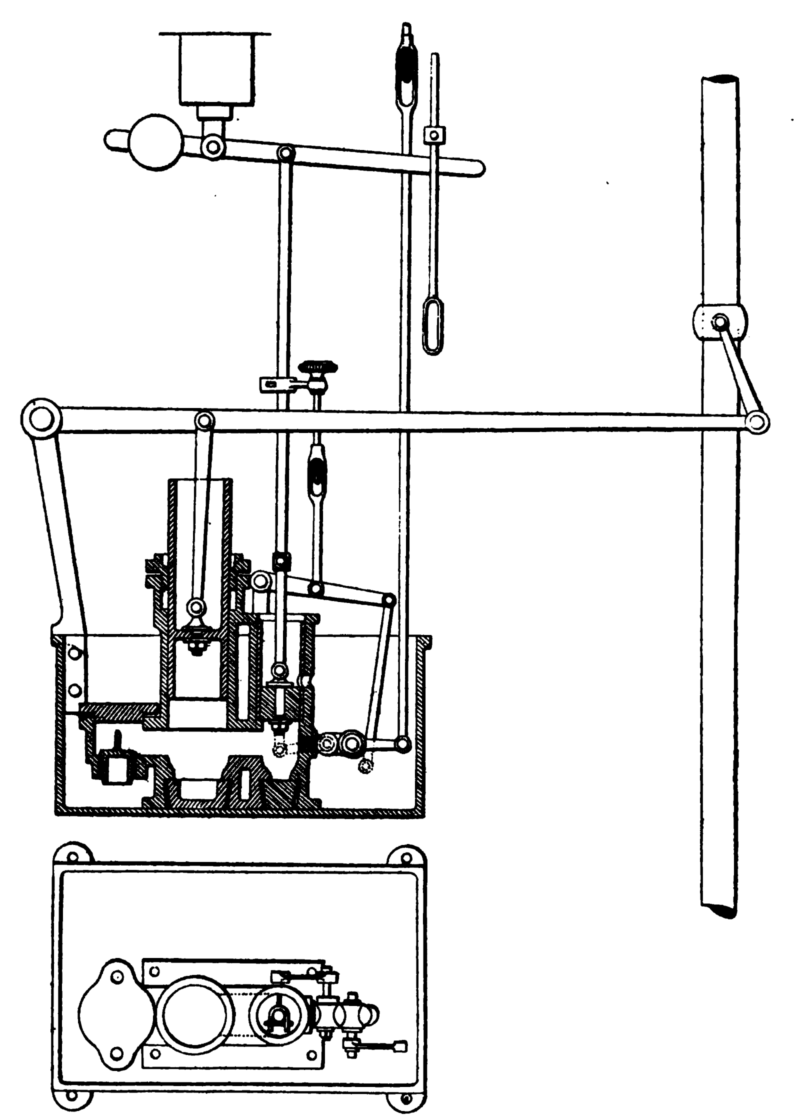


Fig. 483 et 484. — Machine de Cornouailles. Cataracte (plan et coupe).

ensuite avec le piston-moteur. et finit par abandonner à elle-même la cataracte ainsi réamorcée.

Ce n'est que pendant cet intervalle que ce régulateur se trouve placé sous l'empire irrésistible du moteur. A partir de l'instant où la poutrelle l'abandonne, il reste isolé de toute action motrice, et fonctionne pour son propre compte comme une véritable *clepsydre*. Son piston redescend sous l'action de la pesanteur, en imprimant au liquide un déplacement, que l'on ralentit d'ailleurs à volonté par l'étranglement de l'écoulement, au moyen d'une soupape ou d'un robinet modérateurs. On reste ainsi maître de la durée de ce mouvement, et par suite de l'instant où certaines relations que nous allons indiquer, entre le petit piston hydraulique et la soupape d'admission A (fig. 482), détermineront le commencement d'une nouvelle course.

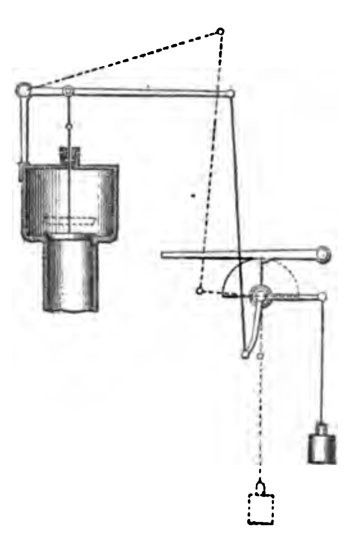


Fig. 485. — Machine de Cornouailles. Déclic d'une soupape (élévation).

A cet effet, le piston de la cataracte descendant sous l'empire de son propre poids, et surtout d'un contrepoids additionnel (fig. 483), la tige qui est articulée sur son levier remonte doucement. Au moment voulu, elle rencontre un levier à cran (fig. 485), qui tient en respect un secteur armé d'un contrepoids. Celui-ci fait alors chavirer le secteur, par un mouvement brusque qu'une tringle transmet à la soupape, de manière à la soulever vivement de son siège. On évite ainsi le laminage prolongé, que produirait nécessairement une commande directe empruntée au mouvement lent de la tige de la cataracte.

A un instant ultérieur, un tasseau ramènera en place le secteur, et le levier à cran viendra se remettre en prise avec lui, quand la tige de la cataracte se trouvera abaissée par le réamorçage final de cet appareil. Dans ces conditions, la poutrelle, venant à remonter à son tour, pourra sans inconvénient abandonner ce secteur, dorénavant calé par le loquet.

812 — *Théorie.* — Les conditions du fonctionnement de la machine à simple effet diffèrent totalement de celles des moteurs de rotation. Pour ceux-ci, un volant puissant uniformise sensiblement la vitesse angulaire. L'allure du piston se confond dès lors presque rigoureusement avec le mouvement sinusoïdal, qui est bien déterminé, et toujours identique à lui-même (n° 575). Ici l'accélération n'est plus définie *a priori*. Elle dépend d'éléments multiples, qui sont indépendants les uns des autres.

Pour nous en rendre compte, envisageons d'abord une machine à traction directe. Appelons S la section du piston, p la pression variable du fluide, p' la tension constante du condenseur, M la masse qui participe au mouvement de translation du piston, Φ l'ensemble des frottements. L'accélération $\frac{dv}{dt}$ du mouvement rectiligne s'obtient en divisant par la masse M la somme algébrique des forces extérieures, à savoir l'effort moteur $(p-p')\,\mathrm{S}$, diminué du poids $\mathrm{M}g$ qu'il s'agit de soulever, et du frottement Φ :

$$(1) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{(p-p')\,\mathrm{S} - \mathrm{M}g - \Phi}{\mathrm{M}}.$$

813 — Considérons, d'autre part, une machine à balancier. Le piston doit alors surmonter la résistance F que lui oppose cet organe. L'équation différentielle de son mouvement rectiligne devient par conséquent :

$$(2) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{(p-p')\,\mathrm{S} + mg - \varphi - \mathrm{F}}{m},$$

si m désigne la masse qui descend avec le piston, et φ la portion des résistances passives qui se rapporte à cette partie de l'appareil.

Envisageons en second lieu le mouvement de rotation du balancier. Je désigne par μ sa masse, par ρ son rayon de giration, et par R sa demi-longueur. Nous admettrons approximativement que ce dernier paramètre mesure à chaque instant le bras de levier de la

force motrice F qu'exerce sur lui le piston, ainsi que celui de la résistance F′ que subit l'autre bras de la part du contrepoids. L'accélération angulaire aura d'après cela pour valeur :

$$(3) \qquad \frac{d\omega}{dt} = \frac{(F - F')R - \varphi' r}{\mu \rho^2},$$

si φ' représente le frottement qui se développe tangentiellement au ourillon de rayon r.

En ce qui concerne enfin le contrepoids, de masse m', il se trouve animé à chaque instant de la même vitesse que le piston, d'après l'égalité des deux bras du balancier. Il a donc de son côté pour accélération $\frac{dv}{dt}$, ce qui donne pour l'équation de son mouvement rectiligne :

$$(4) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{F' - m'g - \varphi''}{m'}.$$

en appelant φ'' le frottement relatif à cette partie de l'appareil.

814 — Remarquons actuellement qu'en raison de la connexion de la tige du piston avec le balancier, on a l'égalité :

$$v = R\omega.$$

Il vient, par suite, en multipliant par R les deux membres de l'équation (3) :

$$(5) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{F - F' - \varphi \frac{r}{R}}{\mu \left(\frac{\rho}{R}\right)^2}.$$

relation qui nous fournit une troisième valeur de $\frac{dv}{dt}$.

Nous pouvons en obtenir une quatrième en additionnant terme à terme les trois fractions égales (2), (4) et (5); ce qui donne, en résumant dans le symbole Φ l'ensemble de l'influence des frottements :

$$(6) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{(p - p')\,S - (m' - m)\,g - \Phi}{m + m' + \mu\left(\frac{\rho}{R}\right)^2}.$$

On voit que les équations différentielles (1) et (6), relatives aux deux types distincts du moteur à simple effet, rentrent l'une et l'autre dans la forme commune :

$$(7) \qquad \frac{dv}{dt} = \frac{(p - p')\,S - N}{M},$$

pour laquelle il nous suffira, par conséquent, d'achever le calcul.

815 — En multipliant membre à membre cette relation par l'identité :

$$v = \frac{dh}{dt},$$

dans laquelle h désigne la hauteur parcourue par le piston, il vient :

$$(8) \qquad Mvdv = \left[(p - p')\,S - N\right] dh.$$

Mais l'intégration de cette équation prend des formes différentes pour les diverses phases de la distribution.

1° Pendant la période d'admission, p demeure constant et sensiblement égal à la tension p_1 de la chaudière. Il vient donc, en intégrant depuis la vitesse nulle du début jusqu'à la vitesse finale v_1, et désignant par h_1 la hauteur, directement connue, qui se trouve parcourue en pleine pression :

$$(9) \qquad \frac{1}{2} Mv_1^2 = \left[(p_1 - p')\,S - N\right] h_1.$$

2° A partir du commencement de la détente, la tension p varie d'après une loi que l'on peut confondre pratiquement avec celle de Mariotte [1] :

$$ph = p_1 h_1.$$

[1] Voy. t. I, p. 815, note.

L'équation différentielle (8) devient d'après cela :

$$(10) \qquad Mvdv = p_1 h_1 \frac{dh}{h} - (p'S + N)\, dh.$$

On voit que, au fur et à mesure que h augmente, l'accélération, qui tout à l'heure était constante, est devenue décroissante. La vitesse s'accroît donc moins rapidement que pendant la phase de pleine pression, pour laquelle le mouvement était uniformément varié.

Elle atteint son maximum à l'instant où l'accélération (7) s'annule, ce qui donne pour la hauteur correspondante h_2 :

$$\left(\frac{p_1 h_1}{h_2} - p'\right) S - N = 0,$$

d'où l'on déduit :

$$(11) \qquad h_2 = \frac{p_1}{p'S + N}\, h_1.$$

La valeur v_2 du maximum sera fournie par l'intégration [1] de l'équation (10) entre les limites v_1, h_1 et v_2, h_2, qui nous sont fournies par les relations (9) et (11) :

$$(12) \qquad \frac{1}{2} M (v_2^2 - v_1^2) = p_1 h_1 L \frac{h_2}{h_1} - (p'S + N)(h_2 - h_1),$$

ou plus simplement, en ajoutant membre à membre avec la relation (9), et substituant pour h_2 sa valeur (11) :

$$\frac{1}{2} M v_2^2 = p_1 h_1 L \left(\frac{p_1}{p'S + N}\right).$$

3° A partir de cet instant, l'accélération devient négative, et la vitesse décroît jusqu'à l'arrêt. Pour obtenir la hauteur totale d'élévation h_3, il suffira de remplacer dans l'équation (12), considérée pour un instant comme *intégrale générale*, h_2 par h_3, et v_2 par zéro;

[1] Effectuée ici avec un logarithme *népérien*.

ce qui donne :

$$-\frac{1}{2}Mv_1^2 = p_1 h_1 L\frac{h_3}{h_1} - (p'S + N)(h_3 - h_1),$$

ou, en ajoutant avec (9) :

$$(13) \qquad p_1 h_1 L\frac{h_3}{h_1} - (p'S + N)h_3 + p_1 h_1 = 0.$$

il ne resterait plus qu'à résoudre, d'après les méthodes connues, cette équation transcendante par rapport à h_3.

816 — Mais, tout au contraire, nous devrons ici considérer h_3 comme assigné d'avance, et égal à la course extrême que l'on veut permettre au piston. Ce choix arbitraire est en effet ici dans la nature même des choses, puisque la course n'est plus déterminée *a priori* comme avec la machine de rotation, où elle a nécessairement pour valeur le double de la manivelle. On tirera ensuite sans difficulté de l'égalité (13) la valeur de N, ou de la différence $m - m'$, qu'il y a lieu d'établir entre la masse motrice et celle du contrepoids; ce qui fournira finalement la valeur de celui-ci.

Cette question des masses est en effet capitale dans la machine à simple effet. Elles y jouent en partie le rôle qui appartient au volant dans les moteurs de rotation. L'attirail doit avoir une certaine importance, en vue de diminuer l'accélération $\frac{dv}{dt}$, à laquelle correspond la fatigue élastique des pièces. Or on voit (éq. 6) que m et m' figurent par leur différence au numérateur, et dans le dénominateur par leur somme, encore augmentée d'une partie de celle du balancier.

La portion $m - m'$ qui reste non équilibrée doit elle-même garder une valeur notable, sous peine de voir augmenter la course au delà de ce qu'il serait possible d'admettre comme hauteur du cylindre. En effet, la relation (13) peut se mettre sous la forme :

$$p'S + N = p_1\left[\frac{L\left(\frac{h_3}{h_1}\right) + 1}{\frac{h_3}{h_1}}\right].$$

La valeur de N et celle de $m' - m$ dépendent donc de la fraction :

$$\frac{L h_3 + (1 - L h_1)}{h_3}.$$

Lorsque l'on y considère h_1 comme une donnée et h_3 comme la variable, la dérivée de cette fonction se réduit à :

$$\frac{1}{h_3^2} L\left(\frac{h_1}{h_3}\right).$$

quantité négative, car $h_1 < h_3$. La valeur de $m' - m$ varie donc en sens inverse de h_3. Par conséquent, pour limiter la longueur du cylindre, il est nécessaire de développer suffisamment $m' - m$.

817 — Ce rapport $\frac{h_1}{h_3}$ sert de caractéristique pour le degré de détente. Les expansions les plus prolongées correspondent aux grandes valeurs de h_3, lorsque l'on considère h_1 comme assigné *a priori* par la condition de dépenser une quantité déterminée de vapeur pour chaque coup de piston, dans un cylindre dont la section est, d'autre part, fournie directement par des considérations de force statique (n° 563).

Si l'on exagère la détente, la partie non équilibrée $m' - m$ diminue; et comme le poids à élever m' se trouve déterminé, m doit augmenter en conséquence. Dès lors l'économie de combustible que peut procurer cette longue expansion, se trouve compensée par l'exagération de l'attirail. Il y aura donc lieu, dans chaque cas, de s'inspirer tout à la fois du prix du combustible, ainsi que de l'intérêt plus ou moins prononcé qui pourra s'attacher à la construction d'une machine plus légère, moins encombrante, et plus rapide, en vue d'accorder à chacune de ces deux influences antagonistes la part qui sera jugée convenable.

CHAPITRE XLVIII

MACHINES COMPOUND

—

§ 1

GÉNÉRALITES

818 — *Machines compound.* — Nous avons reconnu à diverses reprises contre quelles difficultés ont à lutter les constructeurs, quand ils cherchent à pousser économiquement la détente aussi loin qu'il paraîtrait désirable. Une voie totalement distincte des précédentes leur est encore ouverte à cet égard, et nous consacrerons à son étude le présent chapitre.

Imaginons que l'on se limite d'abord pour la distribution à une détente modérée, mais qu'au lieu de s'en tenir là, en perdant dès ce moment dans l'atmosphère ou dans un condenseur la vapeur encore capable de travailler utilement, on se serve de cette cylindrée comme d'un générateur secondaire, pour alimenter un autre cylindre plus grand que le premier. Quand il remplira cette capacité en y poussant un second piston, le fluide éprouvera une nouvelle expansion, qui sera comme le prolongement de la première détente. On pourra ainsi, à l'aide de ce moyen détourné, parvenir sans obstacle à un degré final de raréfaction qu'il eût été, en général, difficile de réaliser directement dans d'aussi bonnes conditions, par l'exagération des dimensions d'un cylindre unique relativement à la longueur d'introduction, ou pour mieux dire, par la petitesse proportionnelle de l'admission.

De tels moteurs sont appelés *machines à double expansion, à*

double détente, ou *à deux cylindres* SUCCESSIFS ([1]), par opposition aux moteurs *monocylindriques*. Lorsque la transmission de la vapeur s'opère sans transition du premier cylindre dans le second, on obtient la *machine de Woolf* ([2]), ou *machine à transvasement*. Mais souvent on rencontrerait de grandes difficultés, ou même une complète impossibilité, à faire cadrer, d'un cylindre à l'autre, les phases d'une distribution directe. On établit alors un réservoir intermédiaire dans lequel se déverseront les premières cylindrées, et où l'on puisera, d'autre part, la vapeur destinée au grand cylindre. Ce type a reçu le nom de *machine compound* ([3]), ou *machine à réservoir*. Il convient toutefois d'ajouter que, dans le langage courant, ces distinctions précises disparaissent le plus souvent, et que l'on emploie presque exclusivement le mot *compound* pour désigner les machines à double expansion ([4]).

([1]) Afin de les distinguer des machines *à deux cylindres* COUPLÉS (n° 567), qui constituent à proprement parler un train, ou une batterie de machines monocylindriques, collaborant ensemble pour actionner un même arbre moteur.

([2]) La première idée des détentes successives a été brevetée par Hornblower en 1781. La première machine de ce type est sortie, en 1804, des ateliers de Woolf.

([3]) Composé, composite.

([4]) De Fréminville (*Études sur les machines compound*, in-4°, Paris, 1878. — Compound et Corliss. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 3° série, t. IV, p. 637; t. VII, p. 83). — Garnier. Dispositif des machines compound à distribution interne. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2° série, t. V, p. 408. — Quéru. Note sur les machines à vapeur à deux cylindres. *Annuaire de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, 1878. — Hallauer (Influence de la compression et de l'espace nuisible dans la machine de Woolf. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, avril 1875. — Expériences sur les machines de Woolf. *Ibidem*, mars-mai 1877. — Étude expérimentale comparée sur les moteurs à un ou à deux cylindres. *Ibidem*, avril-juin 1878. — Analyses expérimentales comparées sur des machines Woolf. *Ibidem*, mai 1880. — Étude critique sur les essais de moteur compound. *Ibidem*, mai 1881). — Ledieu (*Nouvelle théorie élémentaire des machines à feu, et plus particulièrement des machines à vapeur compound*, grand in-8°. — Raisons formelles de la supériorité économique des machines compound. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXXVIII, p. 1003). — Mallet. Les machines compound. *Revue technique de l'Exposition universelle de* 1889, n° 14, p. 7. — Hoyaux. Considérations générales sur les machines compound à hélice. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1887, t. I, p. 119. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 58, 65, 87, 148, 169, 267, 279. — Armengaud. *Traité des machines à vapeur*, t. II, p. 37. — Mahistre. *Cours de mécanique appliquée*, p. 222. — Dwelshauvers Dery. Les découvertes récentes relatives à la machine à vapeur. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2° série, t. IV, VII. — Haton de la Goupillière. Revue des progrès récents relatifs à la construction des machines à vapeur. *Annales des mines*, 1879. — Hirn. *Exposition analytique et expérimentale de la théorie mécanique de la chaleur*,

819 — *Machines à triple expansion.* — Rien n'empêche d'étendre par la pensée cet ingénieux artifice, et de constituer de même des moteurs à triple expansion ([1]), appelés aussi *tri-compound*. Ces

t. II, p. 33. — Gustave Richard. Notes annexées à sa traduction du *Manuel de la machine à vapeur* de Rankine, p. 711 à 727.

Machine compound Blyth à grande vitesse. *Génie civil*, t. XV, p. 161. — Machine compound Bonjour. Buchetti. *Les Machines à vapeur actuelles*, p. 31. — Machine compound Hick. Reuleaux. *Le Constructeur*, p. 1140. — Machine compound Olry Grandemange. Congrès international de mécanique appliquée de 1889, t. II, p. 94. — Machine compound Qufruel. Buchetti. *Les Machines à vapeur actuelles*, p. 53. — Machine compound Rennie. Bienaymé. *Les Machines marines*, p. 190. — Machine compound Corliss de l'Exposition de Bordeaux. *Génie civil*, 15 mars 1880. — Machine compound Corliss de l'Exposition d'Anvers. *Ibidem*, 20 février 1886. — Machine compound Corliss de l'Exposition de Paris. *Engineering*, 14 février 1890.

Thurston (Philosophy of the compound Engines. *American Society of mechanical Engineers*, décembre 1889, p. 463. — Histoire de la machine à vapeur. Traduction de Hirsch, t. II, p. 175). — Richard Buel. The compound steam Engine. *Van Nostrand's Engineering Magazine*, mai 1884, p. 428. — Robinson. The two cylinder compound Engine. *Ibidem*, octobre 1883, p. 329. — William Dennis Markes. Economy of compound Engines. *Journal of Franklin Institute*, janvier 1884, p. 36. — Van Veen et Van Aadel. Méthode de calcul des machines compound. *L'Ingénieur*, 17 juin 1882, p. 453. — *Engineering*, 9 juin 1882, p. 579. — Emery. On compound Engines. *The New-York Society of practical Engineers*, 1er mars 1870. — Rigg. *On compound marine Engines*. 1871. — Rennie. *On the improved Compound Engines as fitted on Board Britton*, 1876. — Mac Dougall. *Relative merits of the simple and compound Engines.* — Sennet. *On some trials of simple and compound Engines.*

Carl Œrtling. *Ueber compound Maschinen.* — Schmidt. Ueber Wolf's Maschinen. *Dingler's Journal*, t. CCXXXIV, p. 1. — Schimming. Ueber die Beurtheilung der Dampfmaschinen. *Civil ingénieur*, 1882, 6e cahier. — Hrabak. Hilfsbuch für Dampfmaschinen. *Techniker mit einer theoretischen Beilage*, 1883.

Mallet. Étude sur l'utilisation de la vapeur dans les machines locomotives et l'application à ces machines du fonctionnement compound. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 1878. — G. Richard. Les locomotives compound et les expériences de M. Borodine. *Revue générale des chemins de fer*, décembre 1886, p. 317. — Parent. Application du principe compound aux locomotives. *Congrès international des chemins de fer*. Troisième session. 2e volume. Cahier X, p. 3. — Baudry. Notes sur les locomotives compound du chemin de fer P.-L.-M. *Ibidem*, p. 26. — Landsée. Locomotives du type compound français. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 206. — Locomotive compound du type Wordsdell. *Revue générale des chemins de fer*, avril 1887. p 232. — Locomotive du Nord. *Ibidem* 1888, p. 290. — J. Dunlop. Variable expansion gear for compound locomotives. *Engineering*, 13 février 1871, p. 196.

([1]) Demoulin (Étude sur les machines à triple expansion. *Portefeuille économique des machines*, 1885. — Machines à triple expansion à changement de régime. *Génie civil*, t. XVIII, p. 83). — Féraud. Avantages de la triple expansion. *Génie civil*, t. IX, p. 289; XI, 19. — Hoyaux. Étude sur les machines marines à triple expansion. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, décembre 1888, p. 283. — Lisbonne. Machines marines à triple détente, *Génie civil*, 4 septembre 1886, p. 293. — Rebourg. Moteur économique à triple expansion. *Bulletin technologique de la Société des*

appareils, assez rares parmi les machines fixes, ont pris un grand développement dans la marine, surtout en Angleterre et en Amérique, bien que l'auteur de cette innovation dans l'art naval soit l'ingénieur français Benjamin Normand ([1]).

On rencontre fréquemment des *machines à quadruple expansion* ([2]). On a même réalisé exceptionnellement le moteur à cinq expansions. Dans l'ordre théorique, certains auteurs ont envisagé le moteur à n expansions ([3]), que l'on appelle aussi *machine à détente par échelons* ou *par cascades*, ou encore *machine polycylindrique*.

anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers, 1889, p. 637. — Raffard. *Machines à trois cylindres de Woolf.* Exposition de 1849. — William Willans. Essais sur les conditions économiques d'une machine à vapeur sans condensation fonctionnant comme simple, compound, ou à triple expansion. Traduction Hubert. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. V, p. 1; VII, 159. — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. VII, p. 422; VIII, 220. — Machine Weyher et Richemond. *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 118. — Machines à triple expansion. *Génie civil*, t. VI, p. 323. — *Cosmos*, 31 juillet 1887. — Machine J. Boulet. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 181.

Reynolds. On triple Expansion Engines. *Proceedings of the Society of mechanical Engineers*, t. XCIX. Traduction par G. Richard. *Annales du Conservatoire des arts et métiers*, 2e série, t. II, p. 343. — Robert Willie. On triple expansion marine Engines. *Ibidem*, octobre 1886, p. 473. — Kennedy. Expériences sur les machines à triple expansion. *Ibidem*, mai 1889. — Triple expansion Engines. *The Engineer*, 26 juin 1885, p. 503. — Machine Musgrave à triple expansion (*Chronique industrielle*, 1889, p. 456. — *American machinist*, 21 novembre 1889, p. 4. — *Mechanical Progress*, 30 décembre 1889, p. 89). — Machines diverses à triple expansion. *Engineering*, janvier, juillet 1886; 18, 25 janvier, 1er mars, 10 mai, 25 octobre 1889; 7, 28 mars, 2 mai, 27 juin, 18 juillet, 7, 28 novembre, 12 décembre 1890, 2 janvier 1891. — Arnold Samuelson. *Das wahre Gesetz der Dampfexpansion und die Berechnung der dreistufigen Expansions Dampfmaschine.* Leipzig, 1888. — Schrœter. Maschinen Fabrik Augsbourg. *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, t. XXXIV, 1889. — Guido Perelli. Machines à trois cylindres. *Il politecnico*, 1879.

([1]) De Comberousse. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 4e série, t. V, p. 450.

([2]) Adanson. Machines à quadruple expansion (Uhland. *Les machines à vapeur nouvelles*, p. 105. — Maurice Demoulin. *Les machines à vapeur à triple et quadruple expansion*, 1890. — Lisbonne. Machines marines à triple et quadruple expansion. *Génie civil*, 25 octobre 1886, p. 345. — Machine Brock à quadruple expansion. *Revue industrielle*, 16 mars 1889. — Machine à quadruple expansion, timbrée à 14 kilogrammes. *Annales industrielles*, 1885, t. II, p. 242. — Disposition *en tandem* à quatre cylindres. *Génie civil*, t. IX, p. 345. — Machines diverses à quadruple expansion. *Engineering*, avril 1886, 12 octobre 1888, 10 janvier 1890.

([3]) Féraud. Note sur les machines à vapeur à expansion totale dans n cylindres *Génie civil*, 30 janvier, 4 septembre 1886. — Aimé Witz. Étude théorique et expérimentale sur les machines à vapeur à détentes successives. *Bulletin de la Société industrielle du Nord de la France*, 1890. — Bienaymé. *Les machines marines*, chapitre X, p. 117, machines à détentes successives.

Au sujet de cette dernière expression, il convient de distinguer soigneusement le nombre des cylindres de celui des expansions. On peut, par exemple, employer un premier cylindre à pleine pression. la détente de la vapeur s'opérant uniquement par le passage dans le second cylindre. La machine sera, dans ce cas, à deux cylindres bien qu'à une seule détente, placée à la vérité dans les conditions nouvelles. Plus nettement encore, on rencontre souvent des moteurs dans lesquels un premier cylindre alimente un réservoir, où puisent à la fois deux autres cylindres, couplés à angle droit sur l'arbre de rotation. Dans ces conditions, avec trois cylindres, on n'a, en réalité, que deux expansions, en supposant même que le premier de ces cylindres soit à détente, car s'il fonctionnait à pleine pression, le fluide ne subirait qu'une seule expansion. On rencontre de même des cas de plus en plus complexes à cet égard, surtout dans la marine militaire.

§ 2

DISPOSITIFS GENERAUX

820 — *Machines à double expansion.* — La machine compound (fig. 486) est susceptible de nombreux dispositifs.

Dans le plus simple, les deux cylindres ont la même hauteur, et leurs volumes sont entre eux comme leurs bases. c'est-à-dire dans le rapport des carrés des rayons. Les deux tiges sont réunies par un joug articulé à la bielle.

On peut aussi assembler distinctement les deux tiges à un balancier, à l'aide de parallélogrammes de Watt. Les courses sont alors forcément inégales. Si l'on trouve convenable, sous le rapport de la détente, le rapport des bras de levier d'attache, on peut employer des diamètres égaux ; mais rien n'y oblige, et cette simplification est sans intérêt.

On appelle disposition *en tandem* celle dans laquelle les deux cylindres se trouvent placés en prolongement l'un de l'autre ; une même tige portant les deux pistons. Les deux courses redeviennent alors forcément égales, comme dans le premier cas. On peut dis-

poser les cylindres verticalement; le petit au-dessus du grand (fig. 487, 488). On économise par là l'emplacement, mais au prix d'une certaine instabilité sous les efforts dus à l'obliquité de la bielle. Il est nécessaire de conserver l'intervalle nécessaire pour pouvoir effectuer le remplacement des fonds et les réparations.

Avec la disposition horizontale en tandem, on réalise plus de stabilité, mais au prix d'un grand encombrement (n° 566).

Dans les machines de Mac-Naught, on assemble chaque piston à l'un des bras du balancier, de manière à les animer à chaque instant de mouvements opposés. L'avantage que l'on recherche dans cette combinaison consiste en ce que la pression du croisillon sur les coussinets, au lieu de dépendre, comme à l'ordinaire, de la somme des forces transmises par les tiges, devient fonction de leur différence, d'après les règles de la composition des forces parallèles. La fatigue de ces organes si importants se trouve donc diminuée, et avec elle le frottement, ainsi que l'usure correspondante. En revanche les cylindres sont alors plus éloignés l'un de l'autre, et les communications de vapeur prennent plus de développement.

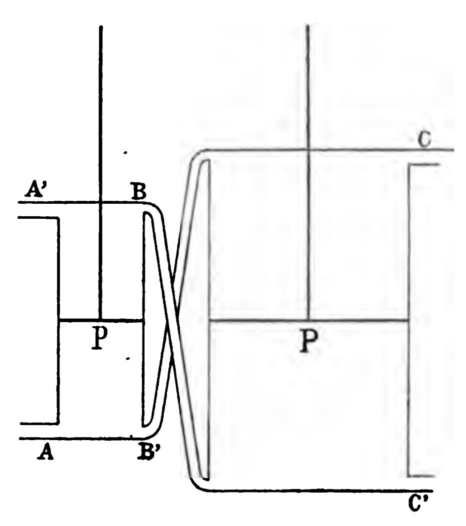


Fig. 486. — Machine de Woolf. (Figure schématique.)

On peut coupler les deux cylindres d'une compound sur le même arbre, en donnant à l'une des manivelles par rapport à l'autre une certaine avance angulaire (fig. 489). On évite ainsi l'inconvénient des points morts, et l'on réalise une plus grande uniformité du moment moteur, ce qui permet d'alléger d'autant le volant.

Dans les machines de John Elder, on a couplé les tiges sur des

manivelles diamétralement opposées, de manière à établir les communications entre les cylindres, non plus en forme d'un X sui-

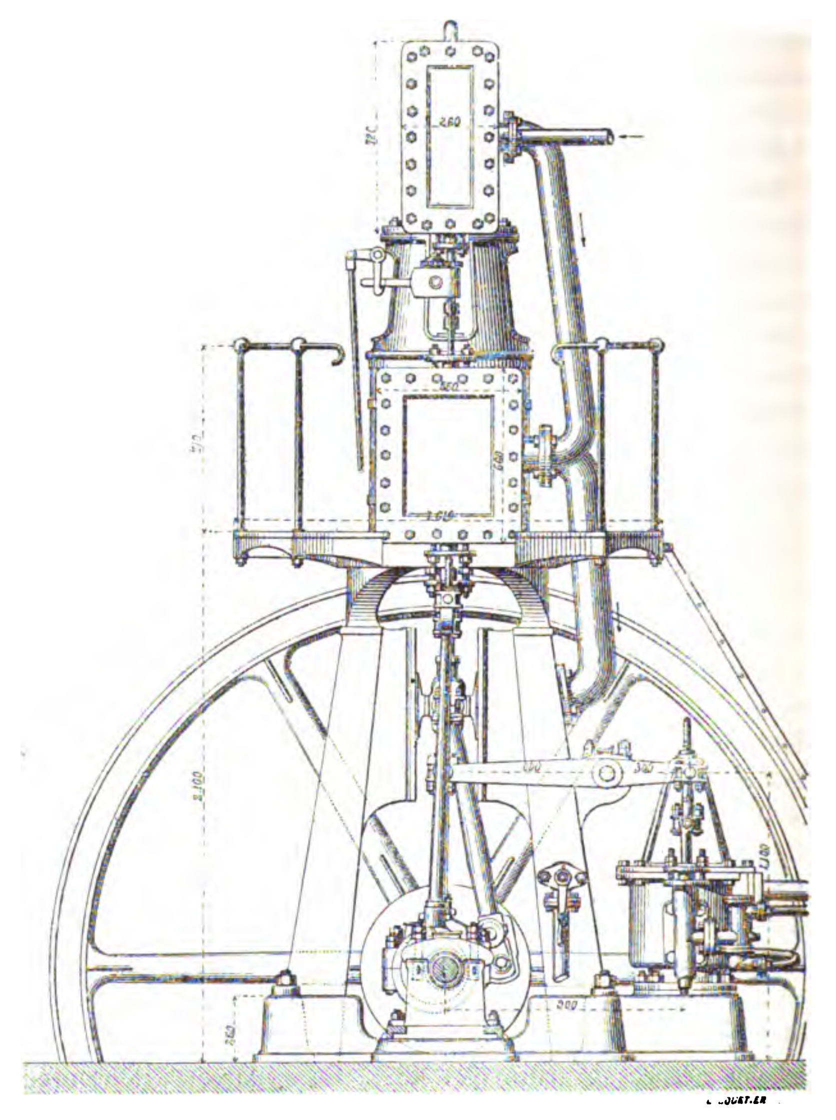


Fig. 487. — Machine-pilon compound de Marguet (élévation antérieure).

vant le type ordinaire (fig. 486), mais bout pour bout. On a également en vue, dans ce dispositif, d'alléger les efforts sur l'arbre.

On a parfois (¹) employé des cylindres concentriques (fig. 490).

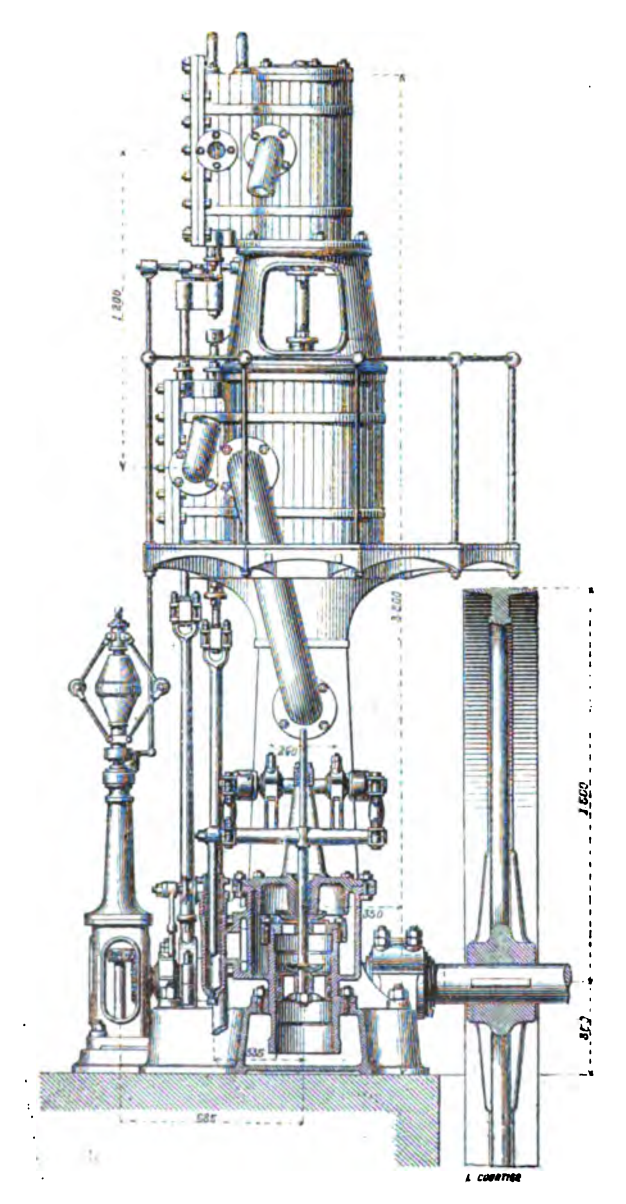


Fig. 488. — Machine-pilon compound de Marguet (élévation latérale).

(¹) Machines d'épuisement du lac de Harlem. — Machine Claude Jobert. *L'aéro-*

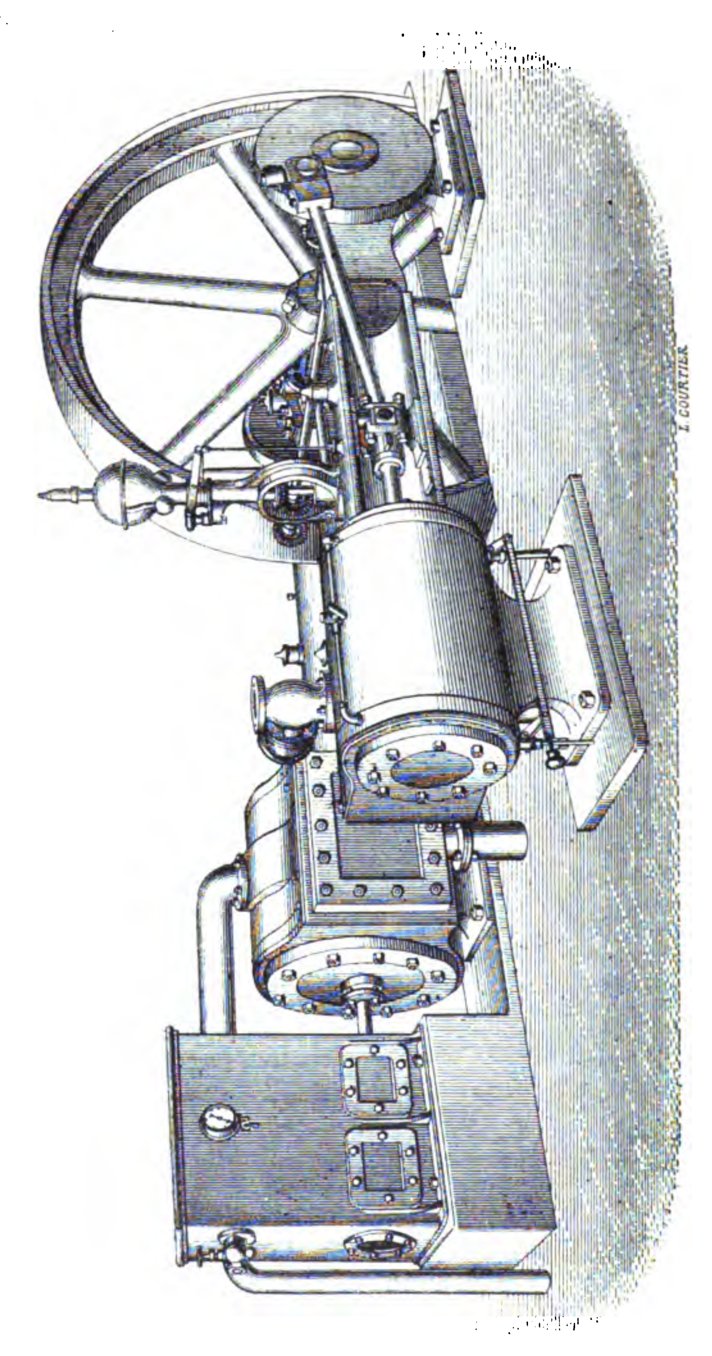


Fig. 489. — Machine compound horizontale de Davey et Paxman (vue perspective).

Le piston annulaire est alors armé d'une série de tiges, disposées suivant les sommets d'un polygone régulier. On tombe à la vérité par là dans l'inconvénient d'exagérer le nombre des garnitures.

Dans la machine Muller [1], on adapte au piston une tige creuse

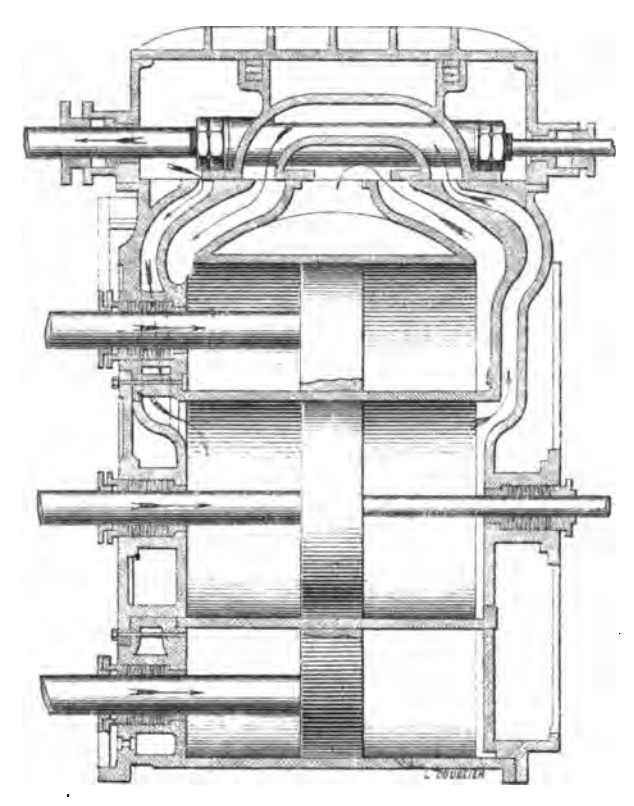


Fig. 490. — Machine compound à cylindres concentriques (coupe méridienne).

en forme de gaine ou de fourreau. Durant la descente, elle ne laisse libre qu'une couronne dans laquelle la vapeur fonctionne à simple effet et à pleine pression. Pendant le mouvement ascendant, on supprime l'admission. La vapeur déjà introduite repasse en dessous du piston, en agissant alors sur la totalité de la section. Elle se détend

naute, juin 1870, p. 152. — Machine Rowan, Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 529.

[1] Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 80.

donc suivant le principe compound. Cette combinaison expose à des refroidissements importants par la surface intérieure du fourreau, et elle exige, en raison de la grande circonférence de ce dernier, une garniture d'une exécution délicate et d'un entretien difficile.

Un type très compliqué a été proposé par M. Max Westphal, et exécuté dans les ateliers Hoppe ([1]). Le cylindre est *unique*, mais il renferme trois pistons que je désignerai par A, B, C, dans l'ordre où ils se présentent consécutivement. Les deux extrêmes A et C sont manœuvrés par une tige unique α, qui pénètre à travers le fond a, pour s'attacher au piston A. En même temps, elle se bifurque au dehors, contourne le cylindre en forme de cadre évidé. et y rentre par le fond opposé c sous forme d'une tige *creuse* γ. pour s'adapter à C. Les pistons A et C marchent ainsi d'une manière solidaire, sous l'influence de cette tige $\alpha\gamma$. Quant à B, il s'attache à une tige *pleine* β, engagée à l'intérieur de γ qui lui sert de fourreau. Les tiges $\alpha\gamma$ et β commandent des manivelles distinctes, et la distribution s'opère à l'aide d'excentriques convenablement calés. La pleine pression, ainsi qu'une première détente, se développent entre le fond a et le piston A (ou bien, suivant les deux périodes du double effet, entre c et C). L'expansion complémentaire s'effectue par le passage de la vapeur dans l'espace compris entre A et B (ou entre C et B). Ce dernier volume se modifie en raison de la somme des vitesses de ces pistons, ce qui permet une plus grande rapidité *cinématique* de la variation de l'étendue offerte à la détente, sans y employer pourtant d'aussi grandes vitesses *dynamiques* des masses, avec les inconvénients qui s'y attachent. Tel paraît être le but de cette création bien compliquée.

On appelle *compound mixtes* ([2]) des appareils dans lesquels une sorte de commutateur permet, à volonté, d'associer les cylindres de manière à constituer une machine à expansions successives, ou de les rendre indépendants, et de les faire fonctionner comme des moteurs distincts.

([1]) Westphal. *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure*, 1878, p. 34. — Daniel Adamson. *Journal of iron and steel Institute*, août, septembre, octobre 1875. — *Journal des mines*, 1878, p. 261.

([2]) *The Engineer*, 1876, t. II, p. 255, 272.

821. — *Machines à triple et à quadruple expansions.* — La machine à triple expansion présente le plus souvent trois cylindres

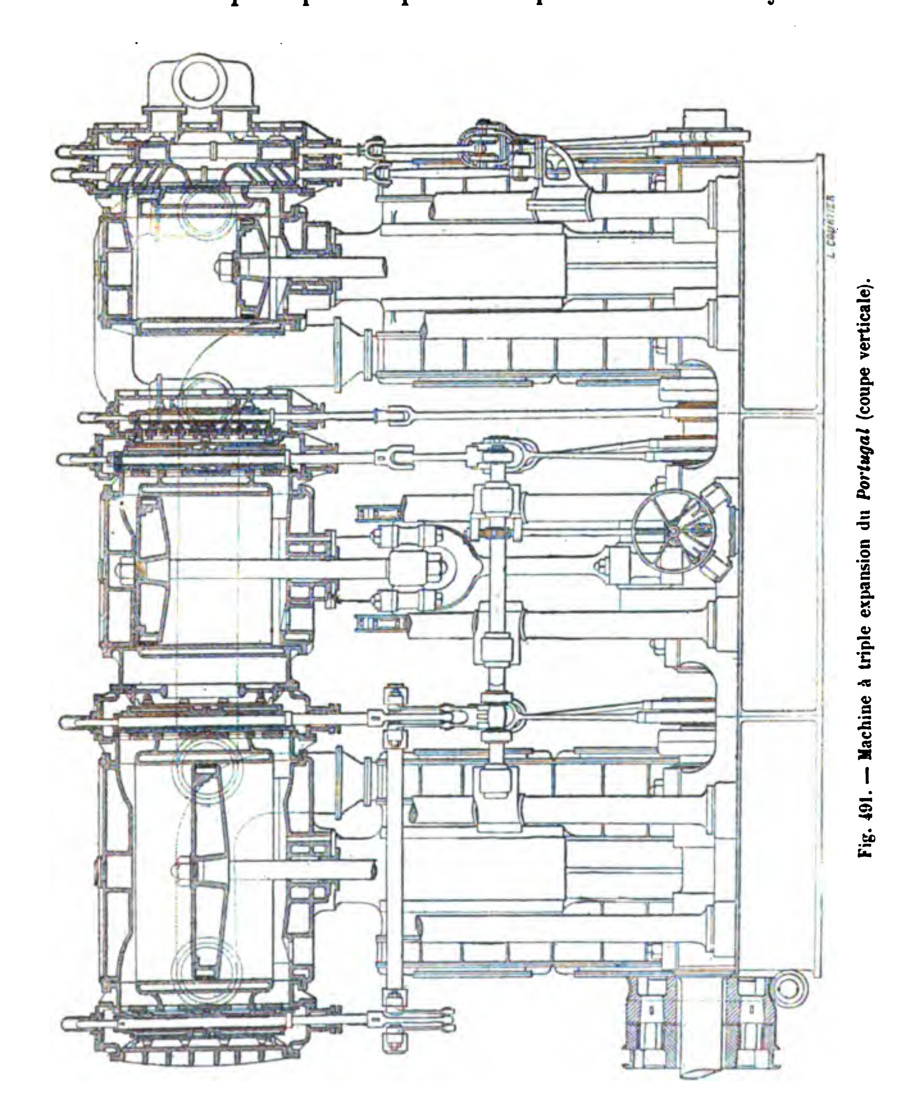


Fig. 491. — Machine à triple expansion du *Portugal* (coupe verticale).

placés côte à côte (fig. 491, 492), avec des manivelles couplées à 120 degrés de distance sur l'arbre moteur, de manière à obtenir beaucoup de douceur dans la rotation.

On rencontre également un type dans lequel le petit corps de

pompe est placé en tandem au-dessus du cylindre de moyenne pression, tandis que le grand se trouve à côté d'eux.

Le moteur Willans (fig. 493) présente trois cylindres disposés

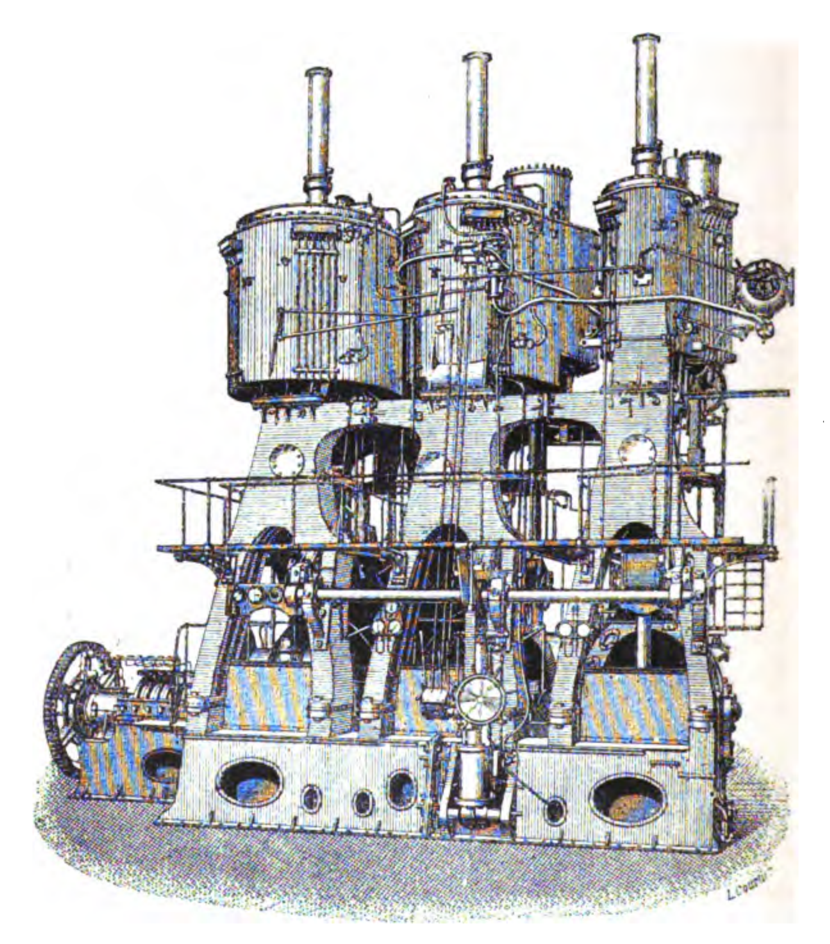


Fig. 492. — Machine à triple expansion du *Clyde* (vue perspective).

verticalement en tandem. Nous reviendrons plus loin (n° 840) sur cette intéressante machine, qui fonctionne à simple effet.

Citons encore le type étoilé de Higginson, de Schmid et Mason, de Wilson [1], dans lequel les trois cylindres sont disposés horizon-

[1] *Revue industrielle*, 1877, p. 455. — *Engineering*, 1890, t. I, p. 99, 206.

talement suivant trois rayons régulièrement espacés sous des angles

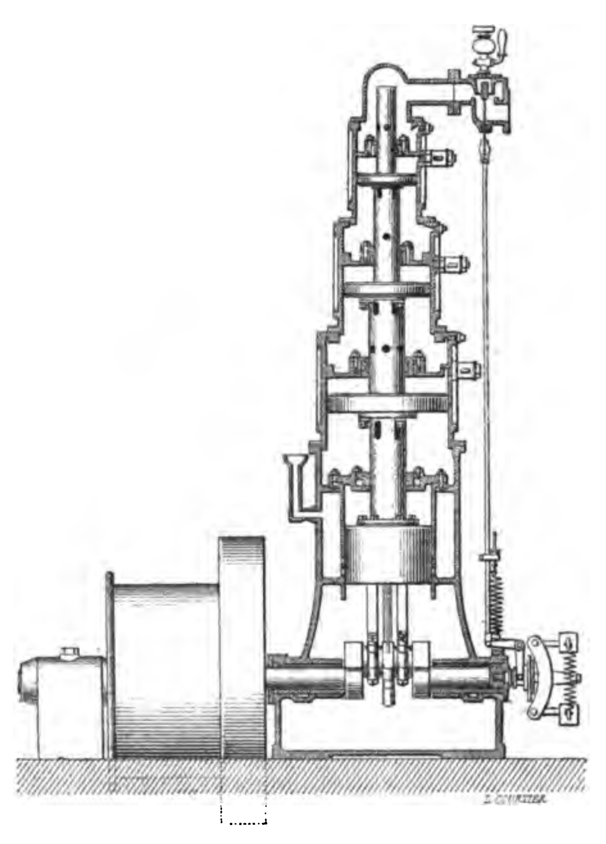


Fig. 493. — Machine Willans à simple effet et à triple expansion (coupe longitudinale).

de 120 degrés. Chaque tiroir est manœuvré par la manivelle précédente, qui fonctionne dans ces conditions comme un excentrique calé avec une avance angulaire de 30 degrés.

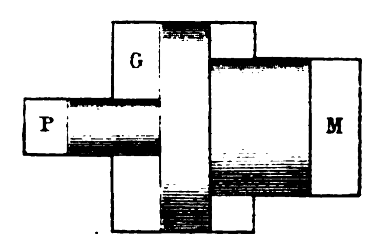


Fig. 494. — Piston du moteur Carels à triple expansion (figure schématique).

La maison Carels a construit, d'après le type Sulzer (n° 803), une machine à triple expansion dont les trois cylindres sont traversés par une même tige, ainsi

que le montre la figure schématique 494. La vapeur est fournie par

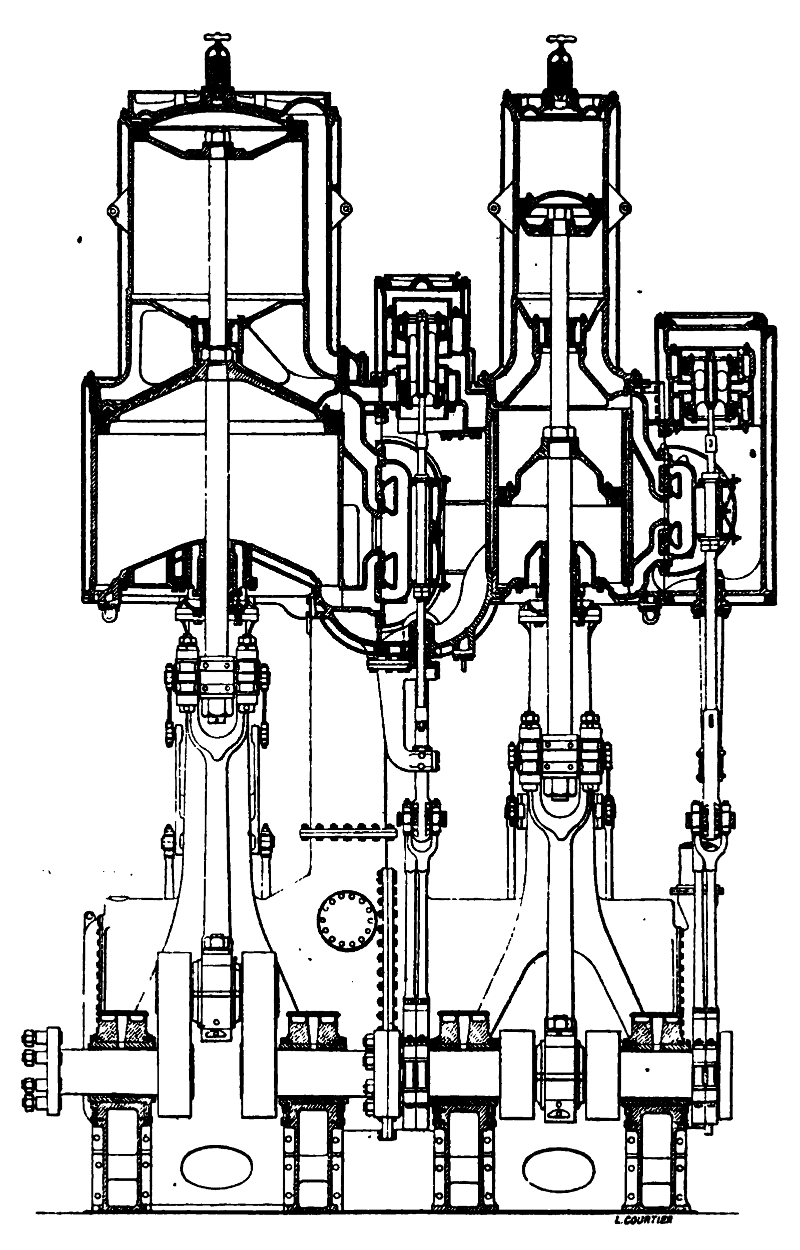


Fig. 495. — Machine à quadruple expansion du *Buenos-Ayres* (coupe verticale)

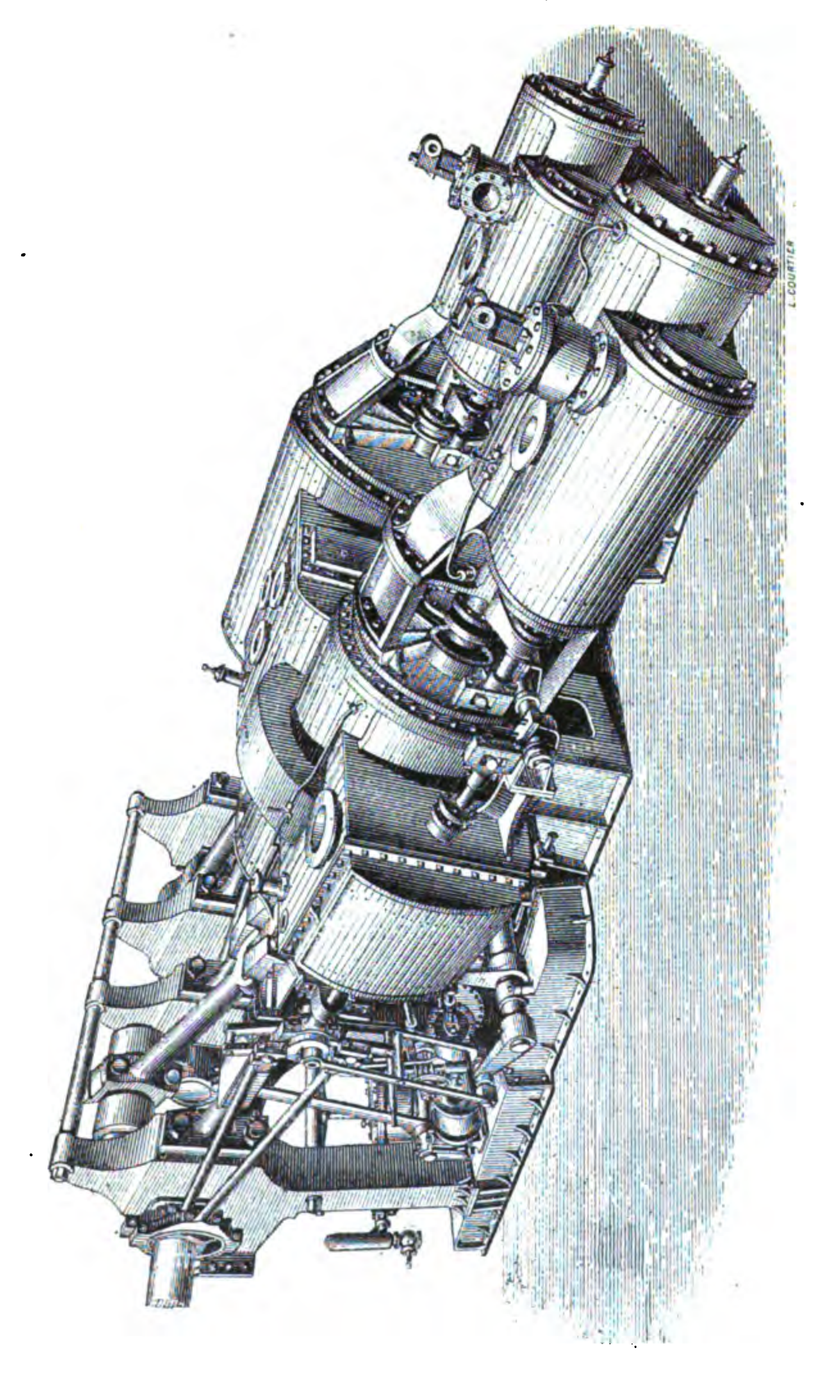


Fig. 495. — Machine à triple expansion et à quatre cylindres de l'*Hygie* (vue perspective).

le générateur au petit cylindre P, pour passer de là au cylindre moyen M, puis au grand C, et enfin au condenseur.

Dans la machine à quadruple expansion (fig. 495), on place ordinairement les cylindres en tandem deux à deux, de manière à ce qu'ils forment deux piles l'une à côté de l'autre.

Ces divers types peuvent se compliquer encore davantage (fig. 496) par l'emploi d'un nombre de cylindres supérieur à celui des expansions (n° 819), principalement dans les installations de la marine militaire, en raison du défaut d'espace qui les rend particulièrement difficiles.

§ 3

DÉTAILS DU DISPOSITIF

822 — *Distribution.* — Le jeu théorique de la machine à double expansion est facile à concevoir. Sur la figure 486, les diverses lettres représentent autant d'organes de distribution, d'une nature d'ailleurs quelconque : tiroirs, robinets, ou soupapes; tiroirs simples, ou tiroirs doubles, etc. Ils sont manœuvrés en temps opportun par des mécanismes choisis à volonté dans la nombreuse série de moyens mécaniques que nous présentent à cet égard les chapitres précédents.

Au commencement, les distributeurs A, B, C sont ouverts. A′, B′, C′ sont fermés. La vapeur de la chaudière s'introduit par l'orifice A sous le petit piston *p*, et le sollicite à monter. La cylindrée précédente, logée au-dessus de ce dernier, est en train de passer par B dans le grand cylindre. Elle oppose une résistance au premier piston, et exerce une action impulsive sous le second P. Mais comme la tension agit de ce côté sur une surface prépondérante, la résultante de ces deux actions est ascendante. La vapeur de la cylindrée qui avait précédé cette dernière, s'échappe par le distributeur C dans l'atmosphère ou dans le condenseur.

Lorsque les pistons ont parcouru la longueur des cylindres, tous les organes de distribution changent de sens, et une course inverse s'établit dans des conditions identiques.

Ajoutons toutefois qu'une telle symétrie ne se rencontre pas dans la pratique. En vue de réaliser dans le cylindre à haute pression la détente ou l'admission anticipée, et dans le grand la compression ou l'échappement anticipé, l'on manœuvre les divers distributeurs à des instants intermédiaires, et non pas tous à la fois au fond de course, comme nous l'avons supposé pour plus de simplicité dans l'explication précédente.

On peut dire, d'une manière générale, que la distribution est plutôt facilitée que rendue plus malaisée par le principe compound, attendu que les expansions successives permettent d'éviter l'extrême brièveté des introductions.

Pour réaliser la détente variable dans une machine à transvasement, il en faut établir le mécanisme sur le premier cylindre, car les expansions ultérieures résultent alors uniquement des rapports des volumes successifs, lesquels sont complètement déterminés.

823' — *Chemise de vapeur.* — L'utilité de la chemise de vapeur est moins accusée dans les compound qu'avec les moteurs monocylindriques, chez lesquels chaque élément de paroi se trouve exposé à des vicissitudes de température plus étendues. Pour le même motif, elle est encore moindre avec les machines à triple expansion. Toutefois on ne manque pas, en général, d'introduire dans ces moteurs, ordinairement très soignés, un secours aussi efficace. Seulement les opinions des constructeurs sont loin d'être arrêtées d'une manière uniforme quant au détail de l'exécution.

Il est bon, lorsque rien ne s'y oppose, de mettre une double enveloppe au petit cylindre; mais c'est surtout utile pour le second, où la vapeur travaille encore, en même temps que les parois se trouvent plus profondément refroidies par la communication avec le condenseur, dont le premier se trouve exempt.

Le réservoir intermédiaire doit être lui-même environné d'une chemise de vapeur. Benjamin Normand établissait dans la boîte à fumée de ses machines, un réchauffeur tubulaire parcouru par la vapeur d'échappement du premier cylindre.

Le point essentiel est d'éviter que l'enveloppe atteigne jamais une température inférieure à celle de la vapeur qu'elle protège;

comme si, par exemple, on enveloppait le cylindre de haute pression dans le réservoir intermédiaire.

Dans les compound Merlin, le petit cylindre est environné de vapeur vierge. Cette enceinte est elle-même plongée dans le réservoir intermédiaire, qu'elle échauffe par l'intérieur; et celui-ci s'étend autour du grand cylindre pour le réchauffer à son tour. On réalise ainsi, dans l'atmosphère protectrice, une décroissance de température corrélative de celle que subit, sur son trajet, le fluide moteur.

824 — *Réservoir*. — Le réservoir intermédiaire, ou *receiver*, doit offrir une capacité suffisante pour que le déversement de l'échappement du premier cylindre, ainsi que l'alimentation du second, n'y occasionnent pas des oscillations trop sensibles de la pression, qui entraîneraient comme conséquence une irrégularité inadmissible du fonctionnement dans l'une et l'autre de ces deux enceintes.

Toutefois, il y a une limite à observer à cet égard, et l'exagération du volume du réservoir rend la machine beaucoup moins sensible à l'action du régulateur; ce récipient renfermant une provision formée dans les conditions de l'ancienne allure, dont l'influence pèsera pendant quelque temps sur la nouvelle.

La chute brusque de pression du petit cylindre au réservoir occasionne une disparition de travail, à laquelle on a souvent attaché beaucoup d'importance (1). Il ne serait cependant pas exact de la considérer comme intégralement perdue. Une partie au moins se retrouve dans la vapeur sous la forme calorifique.

825 — On peut du reste éviter théoriquement cette différence. Appelons en effet p_1 la pression de la chaudière et p_2 celle de la fin de la détente, que l'on veut faire coïncider avec la tension du réservoir et de la phase d'introduction dans le grand cylindre. Si $\frac{1}{n}$ désigne la fraction de pleine pression dans le premier, on aura,

(1) De Fréminville. *Étude sur les machines compound*, in-4°, 1878, p. 27.

en admettant la loi de Mariotte [1] :

$$p_2 = \frac{p_1}{n}.$$

Il faut ensuite que le grand cylindre V reçoive, pendant la période d'admission $\frac{1}{N}$, la totalité de la cylindrée v à la tension commune p_2. Par conséquent nous devons poser :

$$v = \frac{V}{N},$$

d'où :

$$\frac{1}{N} = \frac{v}{V}.$$

Le rapport d'introduction au second cylindre doit donc être celui des deux volumes.

On voit par suite que si l'on était porté à exagérer le rapport de ces capacités, on s'exposerait à la nécessité de courtes introductions pour le grand cylindre, ce qui est précisément le genre de difficultés que le principe compound est destiné à écarter. Il faudra donc en cela se limiter, ou bien accepter une certaine chute de pression. Il n'y a pas du reste un grand inconvénient à redouter à cet égard, car Hallauer a montré expérimentalement que le degré de détente totale le plus économique ne se modifie que lentement, lorsque le rapport des deux cylindres vient à varier. M. Sinigaglia [2] recommande de tenir ce dernier entre 4 et 5.

(1) Voy. t. I, p. 815, note.

(2) Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 66.
Dans la marine militaire, où l'on ne peut se rendre esclave du point de vue des consommations, étant obligé de satisfaire en même temps à d'autres exigences, on arrive aux rapports 2 et 3.

§ 4

AVANTAGES ET INCONVÉNIENTS

826 — *Avantages.* — L'extrême engouement dont les compound ont été l'objet, et auquel on apporte maintenant quelque tempérament et plus de discussion ([1]), repose incontestablement sur un ensemble remarquable d'avantages importants.

Nous devons, dans cet ordre d'idées, mentionner en première ligne la facilité que ce type apporte à l'extension pratique de la détente (nº 818).

Rappelons également que l'influence des fuites s'y trouve atténuée, ainsi qu'il a été expliqué ci-dessus ([2]). Or, ce point de vue présente d'autant plus d'intérêt que les fuites ne se décèlent pas immédiatement dans une marche courante. Il est donc particulièrement utile de trouver *a priori* une garantie contre elles dans la constitution même de l'appareil.

L'élasticité des tiges de transmission se trouve mieux ménagée. D'abord elles deviennent multiples, pour se répartir l'effort impulsif. En outre il s'opère entre elles une certaine compensation, en ce que la grande pression est appliquée à la moindre surface, et la plus faible au grand piston.

On obtient une plus grande régularité du moment moteur; et, comme conséquence, il devient possible d'alléger d'autant l'importance du volant. En effet, avec une tige unique, l'intensité de la transmission varie depuis la pression de la chaudière jusqu'à celle du condenseur. Dans les compound au contraire, elle résulte de deux forces dont chacune ne se modifie pour son propre compte qu'entre des limites plus restreintes ([3]).

([1]) Bour. *Compte rendu du 13ᵉ congrès des Ingénieurs en chef des Associations de propriétaires d'appareils à vapeur*, novembre 1888, p. 123. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 30. — Hallauer. Étude expérimentale comparée sur les moteurs à un ou à deux cylindres. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 30 décembre 1878.

([2]) Tome I, p. 497.

([3]) On peut donner de ce résultat une expression algébrique. Pour plus de simpli-

Cette influence s'accuse de plus en plus à mesure qu'augmente

cité dans cet aperçu, nous supposerons que le premier cylindre fonctionne à pleine pression, et en second lieu que les tiges s'attachent directement au balancier par des parallélogrammes de Watt.

Au commencement de la course, le petit piston supporte encore de la part de l'espace libre la pression p_1 de la chaudière, sur celle de ses faces qui achève alors son rôle moteur. Comme d'ailleurs on admet à ce moment cette même tension sur l'autre face, il y a équilibre pour le début. Quant au grand piston, l'on met sa face motrice en communication avec la pression p_1 du petit cylindre. Sur l'autre se trouve celle du condenseur, que nous confondrons ici avec le vide absolu. Si donc s et S désignent les sections, b et B les bras du balancier compris entre son axe d'oscillation et les points d'attache, l'effort résultant devient p_1S, et le moment moteur p_1BS.

A la fin de la course, le petit piston n'a pas cessé de subir sur sa face motrice la tension p_1 du générateur. Sur l'autre, on n'a plus que la pression p_2 de la détente ; d'où le moment partiel $(p_1 - p_2)\, bs$. Le grand piston reçoit sur sa face motrice la pression p_2 ; sur l'autre se trouve le vide. On a donc comme second moment partiel p_2BS.

Par conséquent, le rapport des deux valeurs, initiale et finale, du moment moteur a pour expression :

$$\frac{p_1 \mathrm{BS}}{(p_1 - p_2) bs + p_2 \mathrm{BS}},$$

c'est-à-dire :

$$\frac{p_1}{p_2 + \frac{bs}{\mathrm{BS}}(p_1 - p_2)}.$$

Admettons pour la détente la loi de Mariotte. Il viendra, en appelant h et H les hauteurs des cylindres :

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{sh}{\mathrm{SH}} = \frac{bs}{\mathrm{BS}}.$$

Le rapport devient ainsi :

$$\frac{p_1^2}{p_2(2p_1 - p_2)}.$$

Avec une machine monocylindrique, il aurait pour valeur .

$$\frac{p_1}{p_2}.$$

Le rapport :

$$\frac{p_1}{2p_1 - p_2},$$

de ces deux fractions caractéristiques se trouve à l'avantage du type compound, attendu que :

$$p_2 < p_1.$$

On peut d'ailleurs lui donner cette dernière forme :

$$\frac{1}{2 - \frac{bs}{\mathrm{BS}}},$$

qui ne renferme plus que les éléments géométriques du moteur.

le nombre des cylindres. Il conviendrait en effet théoriquement que, pendant que la pression diminue par la détente, la section du cylindre augmentât en raison inverse, comme dans une sorte de cône dont un piston extensible ne cesserait, pendant son mouvement, de rejoindre les parois. De cette manière l'effort moteur resterait constant. Or, cette fiction se trouve en partie réalisée par l'emploi d'une série de cylindres, que l'on peut concevoir comme inscrits dans le cône en question.

On doit rattacher à cette amélioration de la régularité de l'allure une diminution de l'usure, qui a été constatée par les praticiens, et qui peut exercer une influence financière sur les calculs d'amortissement.

827 — Le principe des expansions successives réalise une meilleure adiabaticité, et diminue les condensations intérieures. En effet le condenseur ne se trouve jamais en relation avec le petit cylindre, et l'abaissement extrême de température n'y dépasse pas celui que produit la première détente.

Cette remarque est très importante, car on pourrait être tenté d'objecter contre le type compound qu'il présente beaucoup plus de surface au refroidissement. Mais ce n'est pas précisément la valeur intrinsèque de la surface qu'il faut envisager, au point de vue des échanges de chaleur. C'est l'intégrale du produit de chaque élément superficiel par la différence de température entre la vapeur et le métal en ce point. Si le fluide se trouvait partout au contact d'une paroi de température égale à la sienne, il ne s'opérerait aucun échange thermique, quelque grande que fût la surface [1]. Or le système des expansions successives a pour résultat d'isoler chaque enceinte entre des limites thermométriques plus restreintes qu'avec le type monocylindrique. Il constitue donc un acheminement vers cet idéal, et un état de choses préférable au système ordinaire, dans lequel un cylindre unique se trouve alternativement en rapport avec les deux températures les plus extrêmes : celles de la chaudière et du condenseur.

[1] On retrouve la trace de ce *desideratum* dans la conception de la *machine-bouteille* de Siemens, dont nous nous occuperons plus loin (n° 856).

L'influence des *fuites de chaleur*, dont la considération a été introduite par Hirn sous le nom de refroidissement au condenseur (n° 590), est atténuée par le système compound. En effet, il n'y a plus alors à faire entrer en ligne de compte, comme perte, que les échanges effectués entre cette enceinte et le dernier cylindre. Tous les autres, qui s'opèrent d'une manière analogue entre les corps de pompe successifs, restent utiles, car ils portent sur de la vapeur qui travaille encore. Il est bien vrai que, comme superficie, ce dernier cylindre constitue l'équivalent de la machine monocylindrique à laquelle pourrait être substitué le moteur compound, puisqu'il détermine le volume final de la vapeur, c'est-à-dire le degré de détente; mais si la surface reste la même, la différence de température est très atténuée.

La chemise de vapeur du petit cylindre présente plus d'efficacité, à poids de vapeur égal, car elle n'agit que sur du fluide travaillant, au lieu d'échauffer également, comme dans le mode ordinaire, celui qui se rend au condenseur. Il s'ensuit, pour l'ensemble de la vapeur consommée dans les enveloppes, un certain bénéfice.

828 — Le principe des machines polycylindriques procure théoriquement une certaine amélioration sur le régime de l'espace libre [1]; considération qui a son importance, car, en grandeur absolue, ces espaces y deviennent souvent notables, si l'on ne prend pas à cet égard les soins nécessaires. Pour l'expliquer avec plus de simplicité, je supposerai l'absence complète de compression, de manière à rendre cet espace aussi nuisible que possible (n° 664). La vérité sera, dans la pratique, intermédiaire entre ce cas et celui de la compression parfaite, pour lequel l'espace libre cesse d'exercer aucune mauvaise influence.

Rappelons que le travail de pleine pression de la vapeur employée à remplir l'espace libre est seul directement perdu (n° 664); car ce fluide travaille ensuite pour son propre compte pendant la détente, conjointement avec la cylindrée proprement dite. La perte est

[1] Hallauer. Influence de la compression et de l'espace nuisible dans les machines de Woolf. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, avril 1875.

donc proportionnelle tout à la fois au volume et à la pression *effective* de remplissage.

Appelons p_1 la pression de la chaudière, p_2 celle de la détente dans le petit cylindre, p_3 celle de la détente finale dans le grand. Les espaces neutres se trouvent respectivement, par rapport au fluide qui est appelé à les remplir, aux pressions effectives $p_1 - p_2$ et $p_2 - p_3$. Nous admettons d'ailleurs, comme l'hypothèse la plus naturelle, que leurs volumes sont proportionnels à ceux des cylindres correspondants. Si en outre nous supposons que la détente suit la loi de Mariotte, ces dernières capacités seront entre elles en raison inverse de p_2 et de p_3.

La valeur du travail perdu est donc finalement en raison de l'expression :

$$(p_1 - p_2)\, p_3 + (p_2 - p_3)\, p_2.$$

Si au contraire la vapeur fonctionnait directement dans la machine monocylindrique équivalente, qui est représentée par le grand cylindre, et que l'on dût remplir son espace nuisible à la pression p_1, au lieu de p_2, le produit proportionnel deviendrait :

$$(p_1 - p_3)\, p_2.$$

Le gain absolu correspond donc à la différence de ces deux fonctions; laquelle peut se mettre sous la forme :

$$(p_1 - p_2)\,(p_2 - p_3).$$

Le gain *proportionnel* aura dès lors pour valeur :

$$\frac{(p_1 - p_2)\,(p_2 - p_3)}{(p_1 - p_3)\, p_2}.$$

Supposons par exemple que l'échappement se fasse à l'air libre, avec une détente à moitié dans le petit cylindre; et encore à

moitié comme seconde expansion. On aura proportionnellement :

$$p_3 = 1, \qquad p_2 = 2, \qquad p_1 = 4.$$

La fraction devient alors égale à $\frac{1}{3}$, et par conséquent on aura, dans ces conditions, réduit aux $\frac{2}{3}$ l'influence de l'espace nuisible.

829 — *Inconvénients.* — A côté d'une aussi remarquable série de qualités que présentent les machines compound, on a formulé certaines critiques.

C'est d'abord leur prix de revient plus élevé, en raison de la complexité du mécanisme ; l'augmentation des frottements avec celui du nombre des organes ; celle du graissage ; l'encombrement. Sous ce dernier rapport, nous avons vu que la comparaison d'une compound avec un moteur monocylindrique équivalent s'établit par le dernier cylindre. Tous les autres viennent en sus, et c'est leur ensemble qui constitue à proprement parler l'encombrement.

Une certaine perte s'attache à cette circonstance que, dans l'état dynamique, la contre-pression que subit la face d'aval d'un piston est nécessairement supérieure à la pression motrice qui s'exerce, de la part de la même atmosphère, contre la surface fuyante du piston consécutif ; tandis que les aperçus théoriques les supposent égales, comme dans l'état statique (1).

Quand il s'agit de machines à manœuvres fréquemment répétées (comme pour les moteurs d'extraction des mines, ou pour ceux des bateaux à escales très rapprochées) on reproche aux compound d'être moins bien en main que le type monocylindrique. On n'a en effet, avec ce dernier, que deux cylindrées en présence, sur l'une et l'autre face du piston. Dans les machines à plusieurs cylindres, il en existe un plus grand nombre, qui se trouvent engagées entre les pistons successifs. L'ensemble du phénomène

(1) Il s'ensuit que les diagrammes des divers cylindres, quand on les superpose au-dessus de la même portion de l'axe des volumes, laissent entre eux des zones vides, représentatives de cette différence.

est donc moins simple. Le moteur présente en même temps moins d'élasticité, pour se plier aux variations de la résistance. En particulier, on ne peut plus, pour les machines d'extraction, se mettre, quand on le juge à propos, en pleine pression rigoureusement constante, comme le permettent facilement certains artifices avec l'emploi d'un cylindre unique [1]. Dans le cas actuel, une ou plusieurs cylindrées se détendent forcément pendant la course.

[1] Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 145.

CHAPITRE XLIX

DISPOSITIFS GÉNÉRAUX

—

§ I

MACHINES A DOUBLE EFFET

830 — *Généralités.* — Bien que l'imagination des constructeurs puisse en apparence, pour la composition d'une machine, se mouvoir librement au milieu des innombrables ressources que mettent à leur disposition les organes que nous avons étudiés jusqu'ici, certains groupements s'établissent cependant alors spontanément, en raison d'affinités mutuelles, et de relations qui s'imposent à l'arbitraire par la force même des choses.

Plusieurs de ces organismes présentent un rapport tellement étroit avec l'objet industriel auquel ils sont destinés, qu'il est presque impossible d'en séparer la description des considérations générales qui sont relatives au but poursuivi. En même temps le champ de cette application devient alors tellement vaste, qu'il y faut des traités spéciaux. Tels sont les cas des *locomotives*, des *machines marines*, ou, dans un domaine plus limité quoique encore très vaste, ceux des *locomobiles*, des *moteurs d'extraction* des mines, ou des *machines d'épuisement* (1). Nous écarterons ces classes spéciales d'appareils de notre étude, afin de lui conserver le caractère de la mécanique générale.

(1) J'ai traité ailleurs ces deux derniers sujets (Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II. p. 132, 278).

Lors même que l'on reste placé à ce point de vue, le répertoire des ateliers présente certaines machines d'une physionomie tout à fait saisissante, qui les sépare absolument des types ordinaires. Nous les examinerons un peu plus loin. Ce sont les *machines oscillantes* (§ 3), les *machines rotatives* (§ 8), les *turbines à vapeur* (§ 5).

En nous maintenant pour le moment dans la donnée fondamentale du cylindre fixe avec piston doué d'un mouvement alternatif, je rappellerai que nous avons déjà esquissé à cet égard quelques modèles concrets, relatifs à l'emploi des distributions par robinets [1] ou par soupapes [2].

Je continuerai ces aperçus dans le domaine des distributions par tiroirs, en décrivant ici brièvement certains exemples classiques, dont le nom seul suffit pour évoquer, dans le souvenir d'un ingénieur expérimenté, un ensemble harmonieux et bien conçu dans ses grandes lignes comme dans le détail de son fonctionnement [3].

831 — *Machine Farcot.* — La machine horizontale constitue un bon moteur d'atelier, de force moyenne. Mais on peut également la pousser aux plus grandes puissances. M. J. Farcot [4] lui a imprimé un caractère de majestueuse simplicité, dans le spécimen qu'il a présenté à l'Exposition universelle de 1889, avec une puissance de mille chevaux (fig. 497, 498).

Le cylindre est unique, afin d'offrir une moindre étendue de

(1) Machines Corliss (n° 798), Wheelock (n° 800), Stoppani (n° 799), Biétrix (n° 796).

(2) Machine Sulzer (n° 803), machine Audemar (n° 806), machine de Cornouailles (n° 808).

(3) Dans ce Traité, où nous nous sommes placé essentiellement au point de vue analytique, en divisant les questions pour accorder successivement à chacune d'elles les développements qu'elle nous paraissait comporter, ces aperçus, d'un caractère synthétique, ne sauraient tenir qu'une place restreinte, et réclament comme le plus utile complément l'étude directe des ouvrages, de plus en plus nombreux, que l'on publie de nos jours avec de magnifiques albums, en vue de décrire diverses catégories d'industrie, des Expositions universelles, etc. Nous en avons cité ci-dessus un certain nombre (n° 558, note).

(4) *Génie civil*, t. XVI, p. 149. — *Revue industrielle*, 16 novembre 1881. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 52. — *Engineering*, 3 janvier 1890.

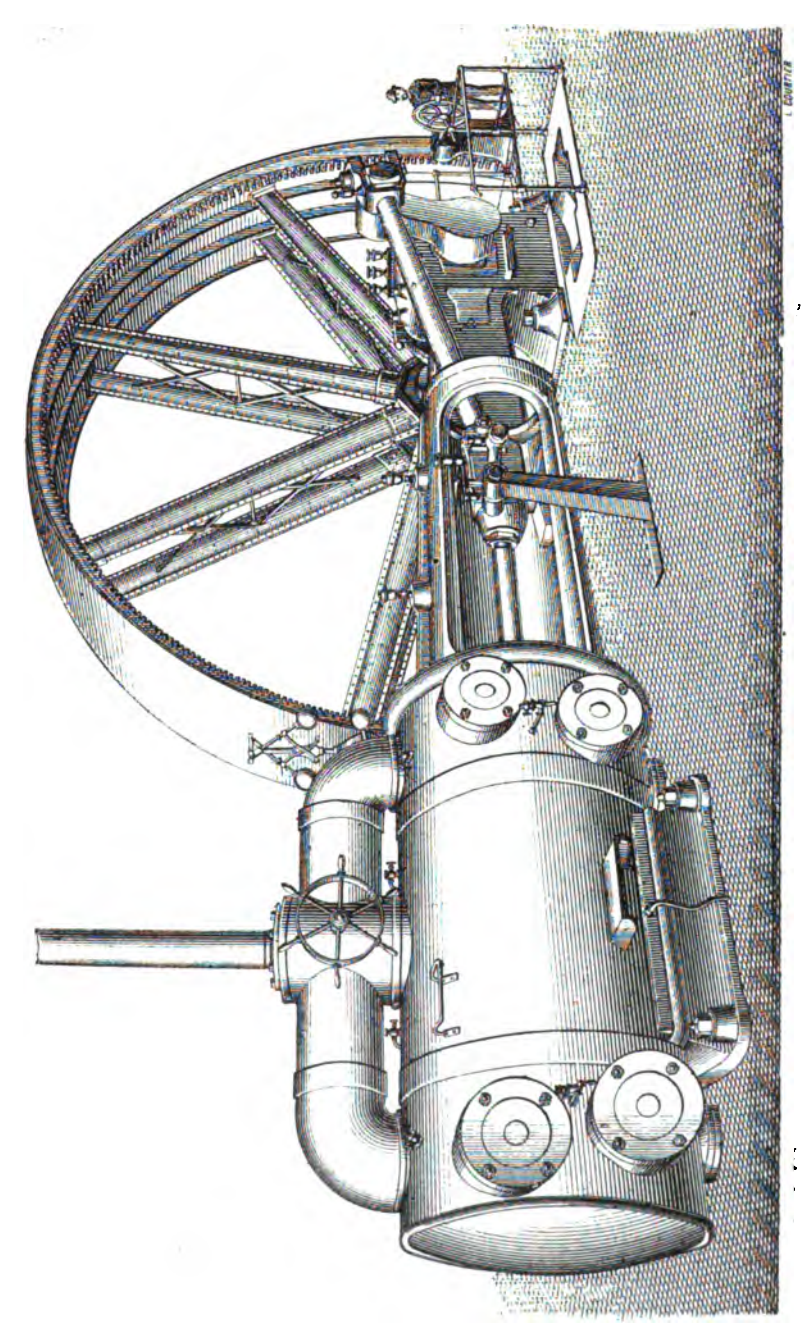


Fig. 497. — Machine Farcot à quatre tiroirs (vue perspective).

parois pour un même volume. La double enveloppe est rapportée, dans le but de prévenir les ruptures que peuvent entraîner des dilatations inégales. Elle est alimentée directement par un tuyau de grande section. Chaque fois que se ferme l'admission, le courant intercepté se précipite dans cette enceinte en tourbillonnant, de manière à renouveler les contacts. Ce fluide reste d'ailleurs complètement isolé du cylindre. Les fonds eux-mêmes sont enveloppés de vapeur vierge.

On y a logé les quatre tiroirs de distribution pour diminuer autant que possible l'espace nuisible, qui se trouve par là réduit au centième de la cylindrée. Ces distributeurs fournissent directement l'admission à la partie supérieure du cylindre, et l'échappement en dessous. L'ouverture et la fermeture des tiroirs sont accélérées par l'interposition d'un plateau, qui oscille sous l'empire d'un excentrique unique. On utilise pour le déclenchement le mouvement de retour, aussi bien que l'oscillation directe ; mais le doigt inverse ne frotte pas continuellement. Il reste soulevé, quand il n'est pas appelé à fournir lui-même la manœuvre. On obtient ainsi des introductions variables de 0 à 80 °/₀ de la course. La distribution est influencée par un régulateur à bras croisés (n° 868). La machine ne peut s'emporter sans fermer d'elle-même toute admission.

La régularité de l'allure est assurée par un volant puissant, de 10 mètres de diamètre et 1 m. 50 de largeur, dont la jante pèse à elle seule 21 tonnes. Seize bras en tôle rivée, de section elliptique variable, réunissent le tourteau à la circonférence. Une denture règne sur toute la périphérie, pour permettre le démarrage sous l'action d'un treuil-vireur, qui se débraye de lui-même par le seul fait de l'entrée en mouvement de la machine. Ce volant est en fonte nervée, fondu d'un seul jet, et séparé ensuite en quatre morceaux.

Les pièces de transmission sont en acier trempé, venues à la forge. Le manneton et les axes ont été emmanchés à la presse hydraulique. Les coussinets, les bagues sont en bronze phosphoreux. Le palier à serrage peut être réglé au vingtième de millimètre. La crosse est à rattrapage de jeu, grâce à un collier conique que

l'on peut serrer lui-même plus ou moins, et qui est placé entre

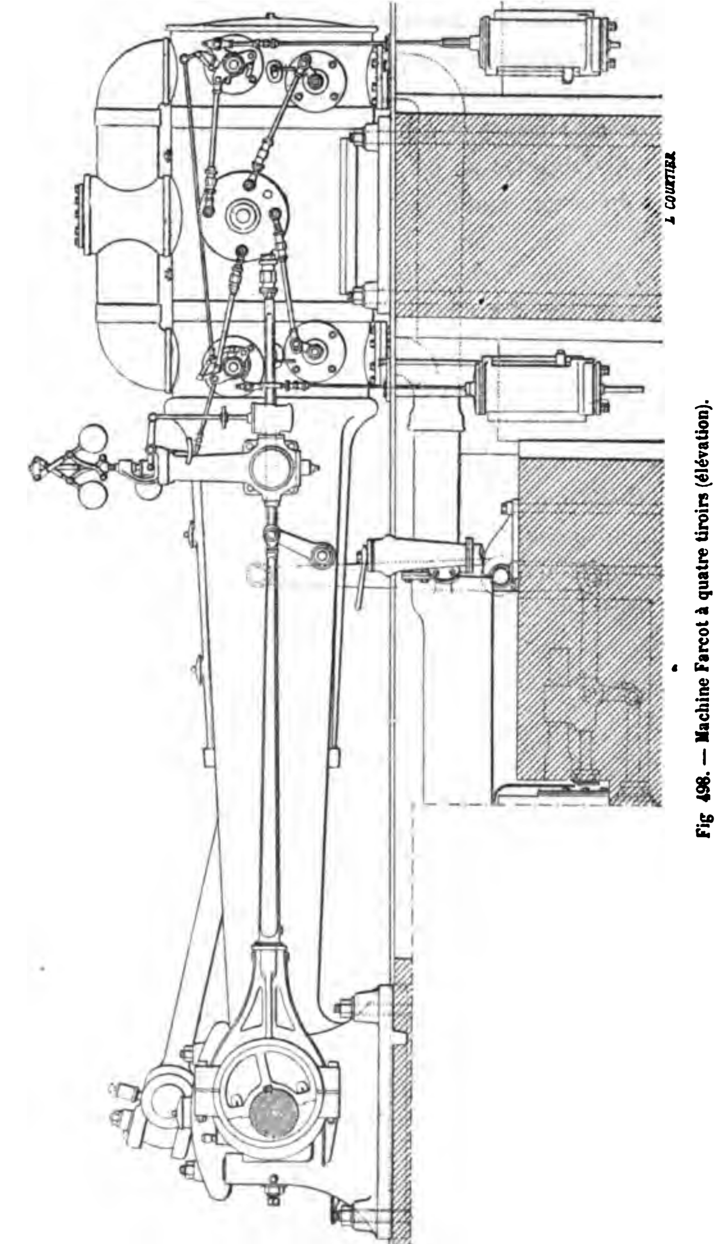


Fig 498. — Machine Farcot à quatre tiroirs (élévation).

la crossette et le patin, engagé dans une glissière cylindrique du

bâti, qui est coulé d'une seule pièce et pèse 19 tonnes. Le graissage se fait à l'oléomètre Bourdon (n° 935). Les têtes de bielle sont lubrifiées avec l'appareil mobile de Leneveu.

Ce remarquable moteur, composé d'un très petit nombre d'organes compacts, simples et robustes, assure, avec des consommations très satisfaisantes au point de vue de l'économie, un service régulier et de longue durée.

832 — *Machine Porter-Allan.* — Cet atelier [1] a été en Amérique le promoteur des machines horizontales à grande vitesse et à double effet, destinées à conduire directement des dynamos. Ses produits se distinguent par la correction et la pureté des lignes, par la simplicité des mouvements. Le bâti a la forme d'une boîte creuse, portant à l'avant un palier solidement établi, et à l'arrière le support du cylindre. L'arbre est placé à une faible hauteur. La fixation en porte-à-faux du cylindre à l'arrière de la plaque de fondation assure une liaison parfaite, et permet la dilatation. Le piston massif et très épais est muni de deux segments aux extrémités de sa génératrice. Il est très légèrement ovalisé à la partie supérieure, en vue d'éviter le coincement, en ne permettant pas à cet organe de porter à la fois par deux points à l'extrémité d'un même diamètre. La distribution se fait par quatre tiroirs, dont deux pour l'admission et deux pour l'échappement. Leurs quatre commandes sont gouvernées par une seule came à coulisse. L'influence de cette dernière équivaut à celle d'une série d'excentriques, qui auraient à la fois des courses croissantes et des avances angulaires décroissantes. La variation de détente est fournie par un régulateur Porter (n° 862).

833 — *Machine straight-line.* — Le professeur Sweet [2] a donné ce nom caractéristique (*machine ligne droite*) à un moteur qu'il s'est attaché à rendre économique, simple, rigide, résistant aux

(1) Gustave Richard. *La lumière électrique*, 15 mars 1884, p. 465.

(2) Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles à l'Exposition de* 1889, p. 69. — Dwelshauvers Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, p. 256. — *Revue industrielle*, 31 mai 1890, p. 209. — *The electrical World*, t. XIV, p. 132. — *Praktische Constructeur*, janvier 1888, p. 13.

vibrations et à l'usure, bien équilibré aux plus grandes vitesses (fig. 499). Les surfaces de frottement sont larges et formées d'excellents matériaux. L'ajustage très précis est contrôlé à l'aide d'instruments délicats.

Le bâti fondu avec le cylindre présente la forme d'un V reposant sur trois points, de manière à éviter les défauts d'appui. Le cylindre possède une boîte à vapeur de chaque côté, ce qui lui

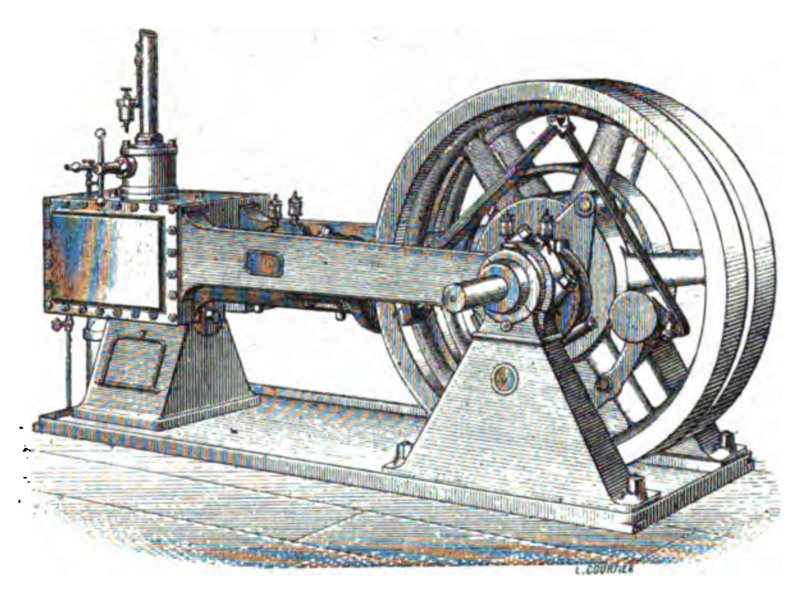


Fig. 499. — Machine straight-line (vue perspective).

donne l'aspect d'une caisse carrée. Les tiroirs d'admission et d'échappement se meuvent sur des tables distinctes, venues de fonte d'un seul jet. Chacun d'eux est actionné par un excentrique spécial. Ils sont équilibrés. Le tiroir d'admission est à détente variable. Il en est de même pour l'avance à l'admission. Quant au tiroir d'évacuation, il procure l'avance à l'échappement et la compression fixes. Le régulateur est logé dans l'un des deux volants que présente la machine pour la symétrie, et qui ne sont autres que les plateaux-manivelles, suffisamment agrandis pour acquérir un moment d'inertie capable d'effectuer la régularisation. Le piston est très long, en vue d'assurer une étanchéité parfaite. Sa garniture

est formée de quatre cercles en fonte. Un manche long et léger

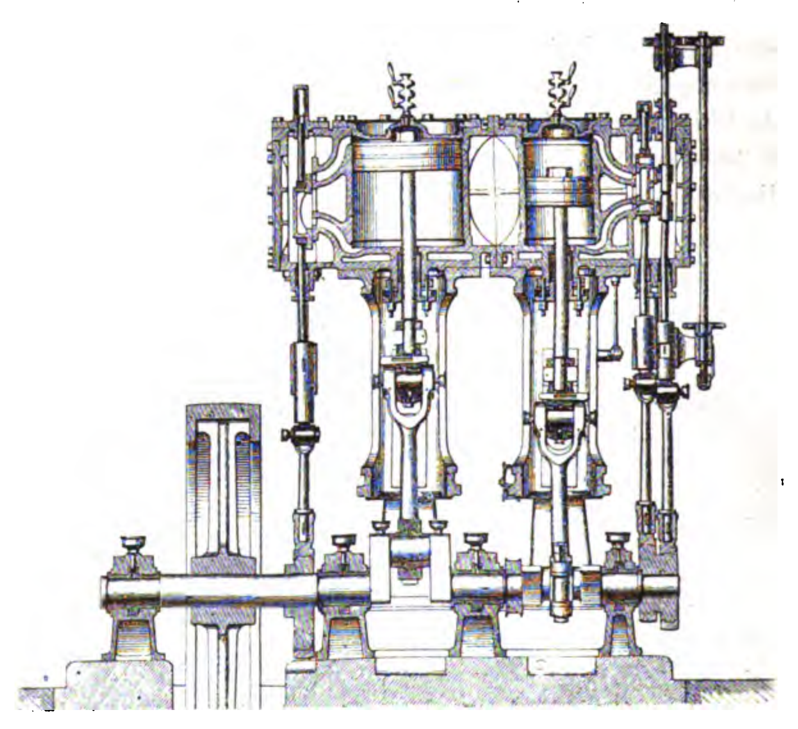


Fig. 500. — Machine-pilon compound de Jean et Peyrusson (coupe longitudinale).

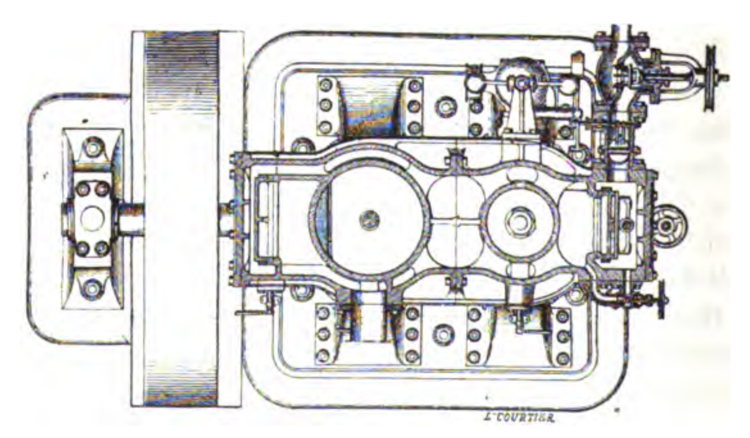


Fig. 501. — Machine-pilon compound de Jean et Peyrusson (plan).

en métal doux passe à frottement facile sur la tige. Une partie

sphérique assure la liberté de son mouvement. On a évité de même l'emploi du presse-étoupes pour les boîtes à vapeur. La lubrifaction se fait dans la vapeur elle-même, au moyen d'un compteur à gouttes visibles (n° 935).

834 — *Machine-pilon.* — La machine verticale prend souvent la forme à laquelle on a donné le nom de *type-pilon*. Les

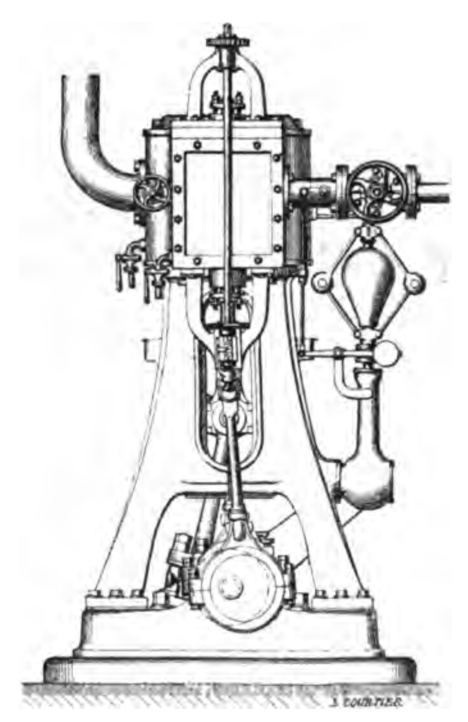


Fig. 502. — Machine-pilon compound de Jean et Peyrusson (élévation latérale).

figures 487, 488 représentent le moteur-compound Marguet-Toulet ([1]) établi dans ce système. On a disposé une plate-forme pour la visite des parties élevées. Le mouvement vertical est assuré par un guidage très complet, qui tend à diminuer l'usure. Le bâti est venu d'une seule pièce avec les glissières et le palier principal de l'arbre moteur, qui est à manivelle unique. Le

([1]) Armengaud. *Publication industrielle*, 1885, p. 338.

condenseur est logé dans un de ses jambages. Sur le socle sont également fixés le corps de la pompe à air, et la colonne du régulateur qui actionne une détente Meyer. Les cylindres sont environnés de chemises de vapeur.

Les figures 500, 501, 502 nous montrent la machine-pilon, système compound à cylindres accolés, de Jean et Peyrusson.

835 — *Machine à balancier.* — Ce type remonte à Watt, dont il porte encore le nom dans l'usage. Ce dernier l'avait amené à un

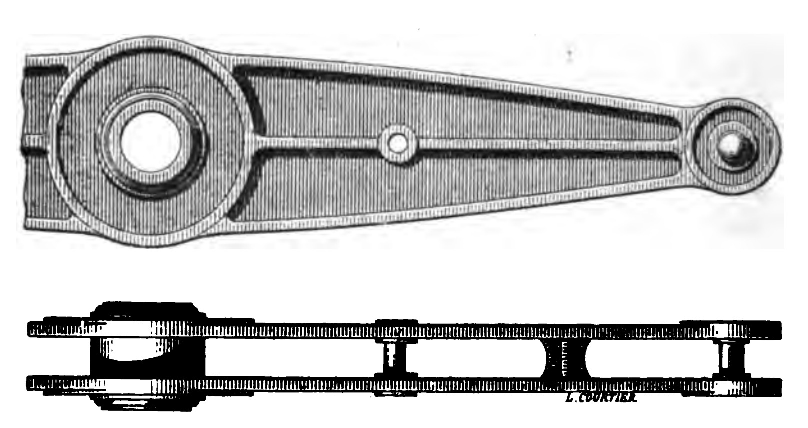


Fig. 503 et 504. — Balancier.

harmonieux équilibre dont on s'est peu départi (fig. 503 à 507). Cette machine est souvent critiquée au nom du progrès, et représente le passé vis-à-vis des errements nouveaux. On la trouve chère, lente et encombrante. Toutefois certaines industries, certaines régions géographiques continuent à goûter ce type qui, en raison de ses formes amples et développées, procure une certitude de rendement et une tranquillité d'allures, que ne garantissent pas toujours certaines tentatives plus modernes.

La figure 505 représente la belle machine qui a été mise par MM. Jean et Peyrusson à l'Exposition de 1889. Le balancier exige un point d'appui solide, ordinairement fourni par une forte colonne, ou par un beffroi de colonnes en fonte isolées des murs de l'atelier. Aux chapiteaux se relie un entablement, qui porte les

points d'attache du parallélogramme de Watt (¹). Ces organes

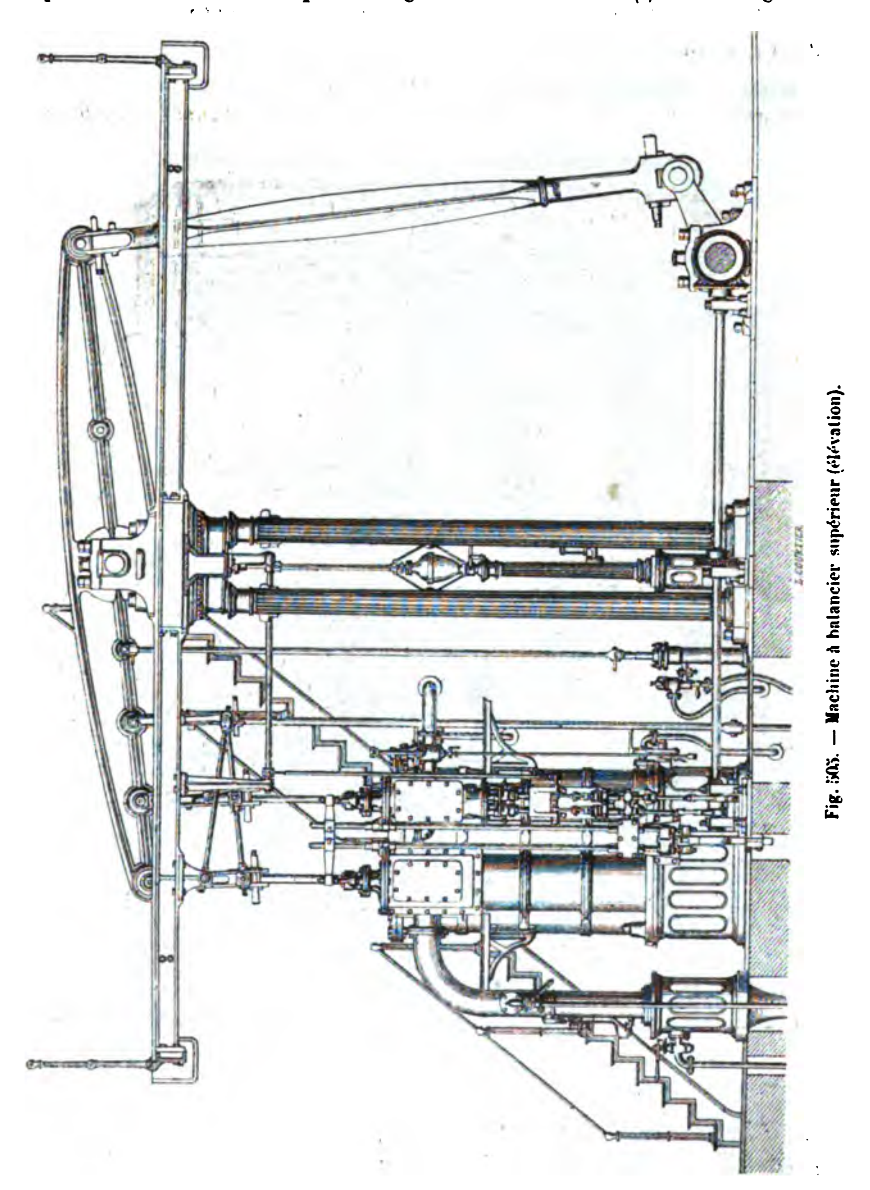


Fig. 303. — Machine à balancier supérieur (élévation).

réclament une marche lente, qui procure du reste une grande

(¹) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 193.

sûreté, avec peu d'usure. Le condenseur est suspendu à la plaque de fondation.

836 — *Machine mi-fixe.* — On appelle *machines demi-fixes*

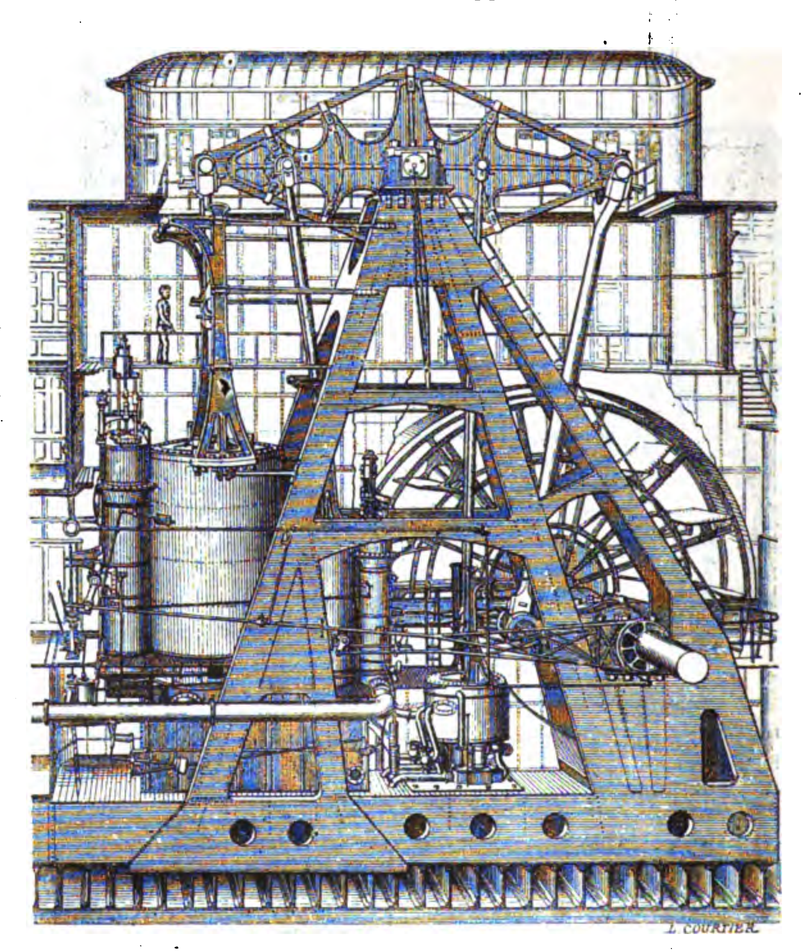


Fig. 506. — Machine à balancier du *Puritain* (élévation).

(fig. 508, 509, 510) une classe spéciale de moteurs qui font corps avec leur générateur de vapeur sur la même plaque de fondation. On évite ainsi pour ce dernier des installations spéciales, coûteuses et encombrantes. Ce type exige peu de fondations. Sa mise en place peut être effectuée par des monteurs ordinaires.

On peut, dans ces conditions, suivre avec moins de pertes les développements d'une industrie appelée à progresser d'une manière rapide, quoique incertaine au début. A défaut de ce moyen, ses accroissements obligeraient à démolir les installations fixes, et à mettre à la ferraille la machine elle-même, encore utilisable cependant pour quelque autre établissement, si elle ne présentait une connexion trop étroite avec les parties que l'on a dû détruire.

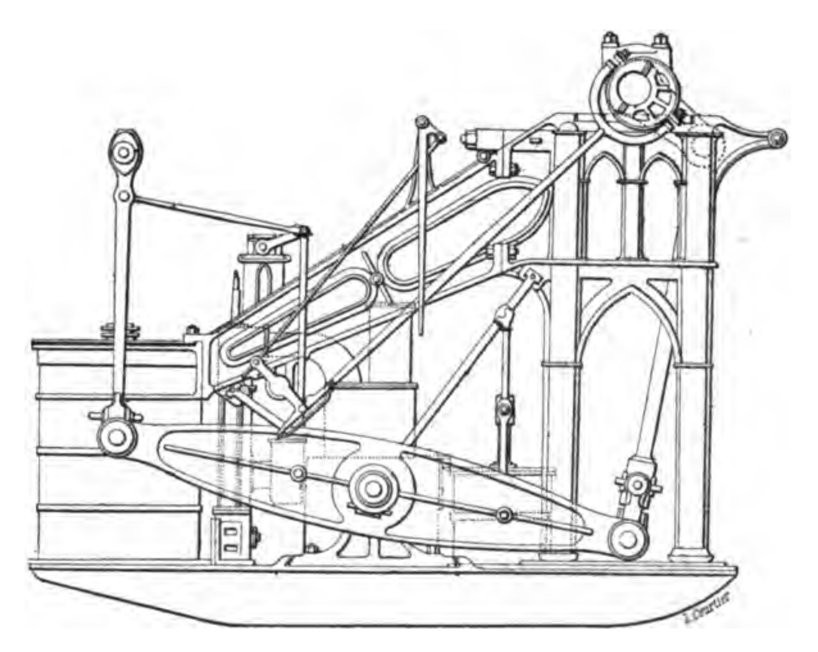


Fig. 507. — Machine à balancier inférieur (élévation).

Ce système se recommande encore particulièrement, lorsque des motifs quelconques viennent réclamer de temps en temps le déplacement de la force motrice, suivant les nécessités du moment. On les emploie dans les mines, pour des opérations d'une durée limitée. Elles servent également aux épuisements, à la submersion des vignes phylloxérées, etc.

A la vérité ces avantages se payent la plupart du temps par un supplément de consommations, et une limitation plus étroite de la puissance que permet d'atteindre ce genre de moteurs.

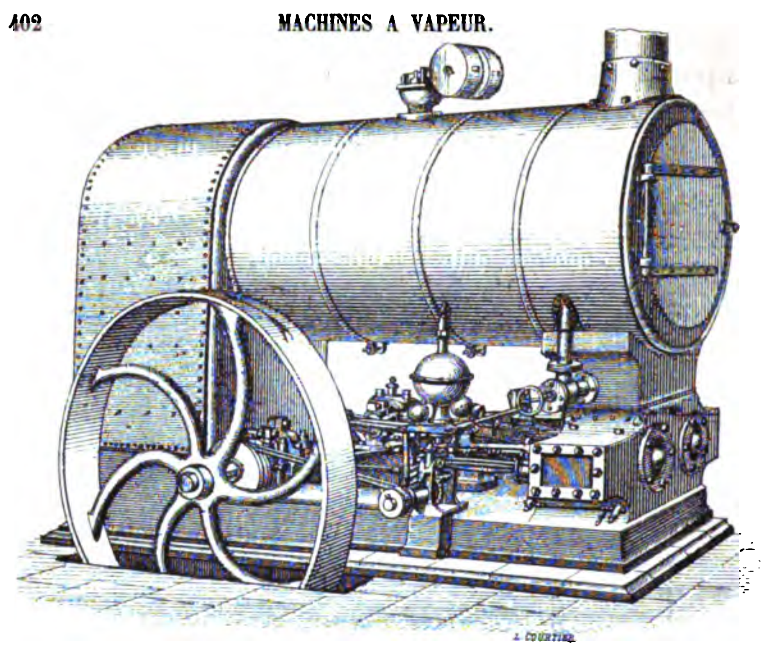


Fig. 508. — Machine mi-fixe horizontale de Davey-Paxmann à chaudière supérieure. (Vue perspective).

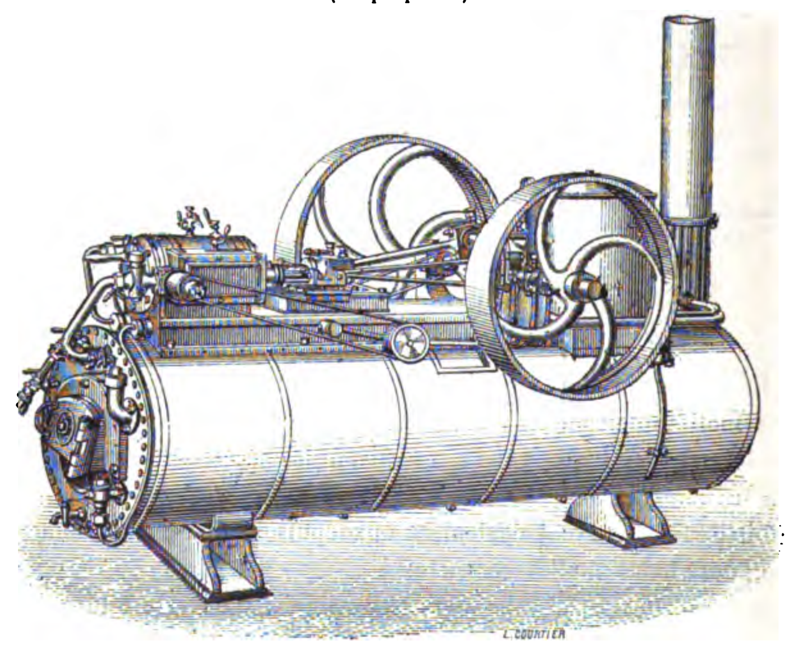


Fig. 509. — Machine mi-fixe horizontale de Damey à chaudière inférieure. (Vue perspective).

Une distinction s'est encore établie parmi les machines mi-fixes, suivant que le moteur et son générateur sont étroitement confon-

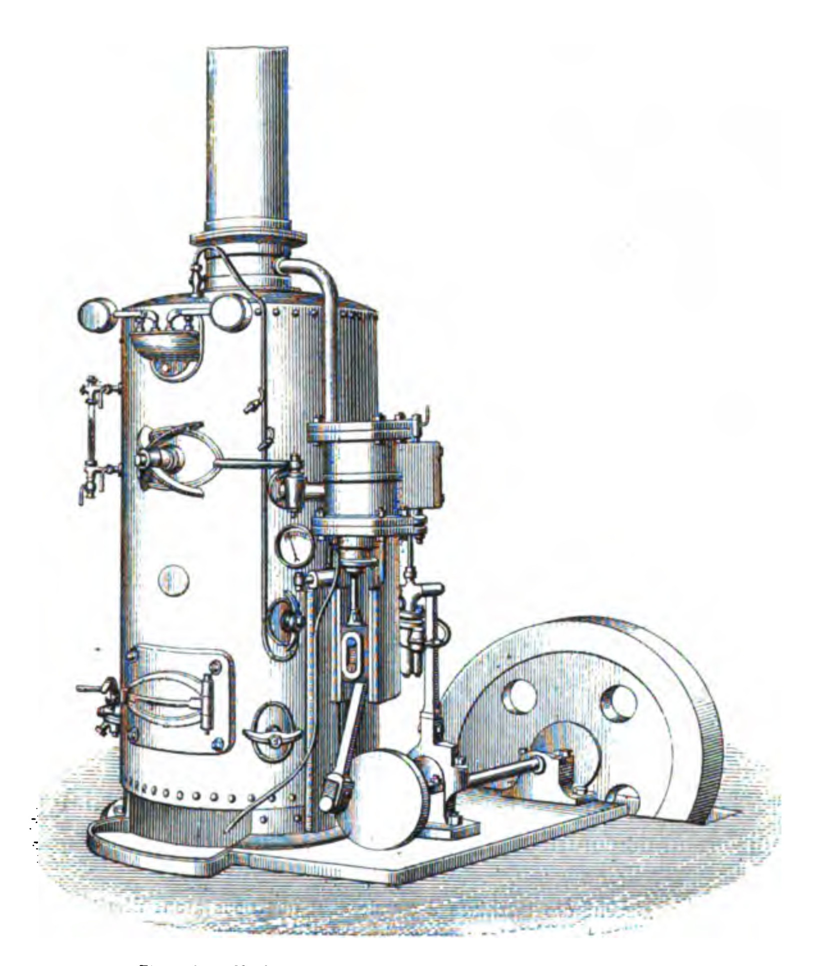


Fig. 510. — Machine mi-fixe verticale de Boulet (vue perspective).

dus, en formant sur le bâti un tout inséparable, ou bien que la chaudière reste plus nettement distincte et devient amovible, le cas échéant, en vue de répondre à des besoins spéciaux.

§ 2

MACHINES A SIMPLE EFFET

837 — *Généralités.* — Nous avons déjà rencontré le principe du simple effet dans la machine de Cornouailles (n° 808). Mais il s'y associe à deux autres propriétés spéciales : la phase d'équilibre et l'intermittence, qui font de cet appareil un moteur tout à fait à part. Le simple effet a encore été employé, sous une forme plus moderne et de plus en plus répandue, pour des machines continues et exceptionnellement rapides, destinées à la commande directe des dynamos [1].

On trouve à ce système l'avantage de supprimer les chocs que déterminerait le moindre jeu dans les machines à double effet, à chaque changement de sens de l'action motrice. Or cette influence devient particulièrement destructive avec les grandes vitesses.

L'usure est diminuée, attendu que le frottement sous pression s'exerce toujours dans le même sens, ce qui tend à produire plutôt une sorte de polissage que la désorganisation des surfaces.

La bielle devient libre, au lieu d'avoir son articulation emprisonnée. Elle reste néanmoins toujours appuyée pendant le mouvement de retour, pourvu que la force d'inertie ne soit pas trop grande. Une compression suffisante permet au besoin de la contenir en fin de contre-course.

[1] Indépendamment des machines à simple effet que nous avons décrites ici, je mentionnerai encore les suivantes :

Anslow. — Blyth. *The Steamship*, 2 septembre 1889, p. 98. — Brown. *Revue industrielle*, 8 février 1890, p. 53. — Burnham. *Scientific American*, 27 mars 1885, p. 198. — Castle (*Revue industrielle*, 1er décembre 1887, p. 473. — *American machinist*, 21 mai 1887, p. 7. — *The electrical World*, 3 août 1889, p. 73). — Chandler. *Mechanical progress*, novembre 1887, p. 44. — Cowdrey. — Ehringer et Kleinsch. *Chronique industrielle*, 31 janvier 1886, p. 54. — Eichershoff. — Floyd. — Goodfellow et Matthews. *Revue industrielle*, 29 juillet 1886, p. 301. — Head. — Jacomy. *Revue industrielle*, 25 juin 1885, p. 254. — Jonson. *The Railroad and Engineering Journal*. mai 1889, p. 242. — Joy. — Kaselowski. — Kennedy. — Kriebel. *The electrical World*. t. XIV, p. 200. — Lowrie. — Mégy. — Metcalfe. *American machinist*, 11 février 1888. p. 3. — Richard. *Mechanical Progress*, 15 août 1885, p. 117. — Rigg. — Sellers. — Weldford. *Revue industrielle*, 2 janvier 1884, p. 1.

838 — *Machine Westinghouse.* — La machine de Westinghouse[1] comprend deux cylindres moteurs verticaux (fig. 511, 512), disposés de part et d'autre d'un cylindre de distribution. Ouverts par en bas, ils sont foncés à la partie supérieure. Mais on ménage dans les fonds des plaques de sûreté, calculées de manière à se briser si, par suite d'une négligence à manœuvrer les purgeurs, la pression vient à dépasser une limite déterminée, qui est ordinairement égale à 14 kilogrammes par centimètre carré. Cette précaution permet de réduire sans crainte l'espace libre.

Les pistons sont très allongés, plus longs même que leur course, d'un quart environ. Ils sont creux, et munis d'un double fond pour éviter les condensations que produirait sans cela le contact permanent de l'atmosphère. Cette forme ingénieuse évite l'emploi de presse-étoupes et de glissières, en même temps qu'elle favorise l'étanchéité. La garniture est formée de quatre segments.

Un distributeur unique à piston se meut dans le cylindre central. Il est sensible à l'action du régulateur, par l'intermédiaire d'un excentrique à calage variable qui agit non seulement sur la détente, mais sur la compression. La vapeur arrive dans un espace annulaire ménagé autour du tiroir à piston, et se rend à la partie supérieure de l'un ou l'autre des deux cylindres moteurs. Ce tiroir parfaitement équilibré est constitué par cinq pièces reliées au moyen d'un boulon qui forme tige. Les lumières sont très larges, et débouchent directement dans le cylindre, ou à l'air libre. Leur section est de 8 % de celle du piston-moteur pour l'admission, et, pour l'échappement, de 13 %. L'indépendance de ces deux fonctions, ainsi que la disposition annulaire, permettent de donner aux conduits une aussi grande section sans augmenter la course du tiroir.

Les deux tiges attaquent des manivelles équilibrées et distantes de 180 degrés. On emploie pour leur construction l'acier fondu sous pression. L'axe est excentré, afin que l'obliquité de la bielle influence inégalement les deux courses. De cette manière, en lui

(1) Gustave Richard. *La lumière électrique*, avril 1884, p. 97. — E. Martin. *Bulletin technique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, juin 1886, p. 327. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 123.

donnant une dimension égale à cinq fois la manivelle, on obtient la même régularité que pour une longueur double qui serait employée dans les conditions ordinaires. Ces bielles creuses, avec nervures, n'ont à résister qu'à la compression. On arrive ainsi

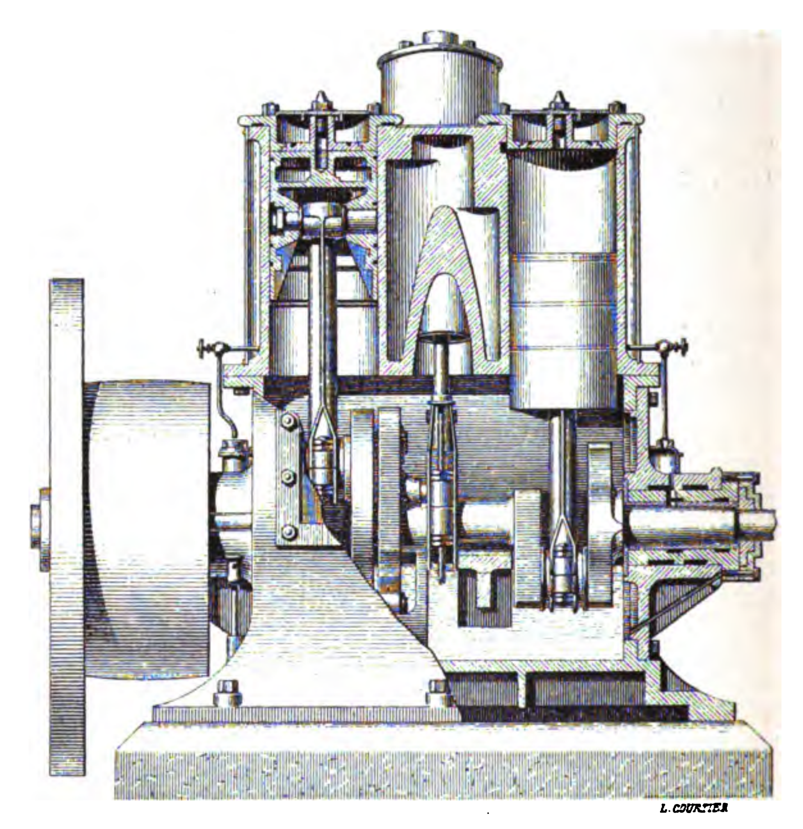


Fig. 511. — Machine Westinghouse à simple effet (coupe longitudinale).

à réaliser des vitesses vertigineuses dépassant 1000 tours, et atteignant parfois près de 3000 révolutions par minute. Un graissage exceptionnel est pour cela nécessaire. L'arbre et ses coudes, l'excentrique et les têtes de bielle (fig. 512) plongent dans un bain d'huile.

Telle est cette machine pour laquelle, en faisant un sacrifice du côté des consommations [1], le constructeur a conçu la pensée

[1] Cette machine exige environ 15 kilogrammes de vapeur, par cheval-heure.

de racheter ce défaut d'économie par le soin de l'exécution, la précision de l'ajustage et la simplicité du jeu qui, en présence de vitesses aussi exceptionnelles, évitent un entretien et des chômages dispendieux.

839 — *Machine Brotherhood.* — Le type Brotherhood [1] s'est

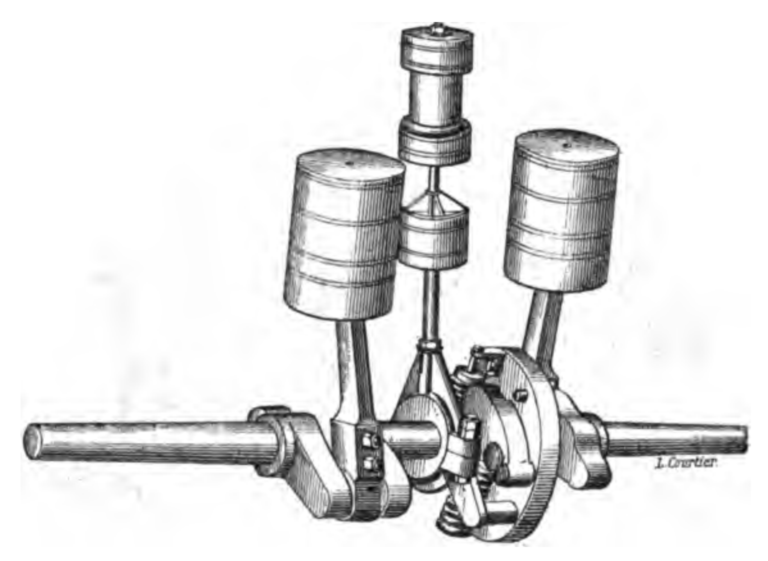


Fig. 512. — Machine Westinghouse à simple effet. Partie mobile (vue perspective).

beaucoup répandu dès son apparition, et a été incessamment perfectionné par son auteur (fig. 513, 514).

Il comprend trois cylindres disposés suivant des rayons espacés de 120 degrés. La vapeur est admise au fond de ces corps de pompe, et s'échappe par le centre dans l'atmosphère. Les fractions motrices des diverses courses se superposent en partie, puis-

[1] Peter Brotherhood's Works, in-4°. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 134. — Hirsch. *La mécanique générale à l'Exposition de* 1878, p. 263. — Gustave Richard. *La Lumière électrique*, avril, mai 1884. — Uhland. *Les nouvelles machines à vapeur*, p. 118. — Correy. *Bulletin de la Société industrielle de Rouen*, 1878. — Meurgey. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, février 1877, p. 25. — *Annales industrielles*, 1883, t. I, p. 59. — *Revue industrielle*, 29 octobre 1885, p. 434. — *La Nature*, 28 janvier 1882, p. 131.

que le jeu d'une cylindrée dure pendant un demi-tour. On obtient ainsi un moment de torsion remarquablement constant, avec une détente d'environ moitié, et une compression élevée.

Le tiroir unique est équilibré. Il est conduit par une sorte de tournevis, dont les bras sont pris dans la cloison qui sépare la chambre d'admission de celle d'échappement, avec un jeu suffisant pour assurer au tiroir un rodage parfait. Le régulateur agit sur la

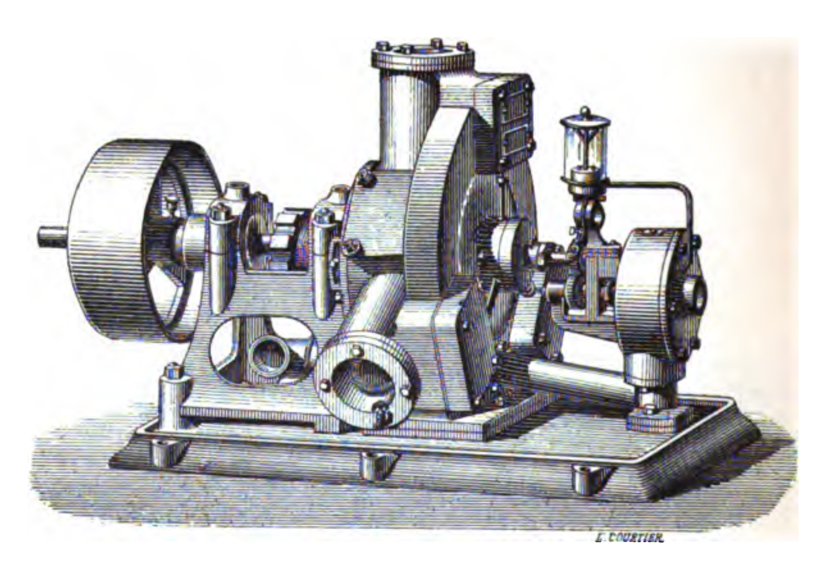


Fig. 513. — Machine Brotherhood (vue perspective).

valve d'admission. Dans les machines puissantes, on remplace également le distributeur unique par trois tiroirs à piston creux. On réalise par là des ouvertures plus promptes et mieux dégagées aux grandes détentes. De petits orifices supplémentaires permettent une introduction directe de vapeur pour le démarrage, quand aucune des trois lumières ne se trouve démasquée.

Les bielles, construites en acier, n'agissent jamais que par compression. Il suffit par suite de les appuyer sur la portée de l'arbre à l'aide de butées cylindriques en bronze, reliées par des frettes en acier. On obtient une allure très stable, même au régime de 2000 tours, destiné à la conduite des dynamos. Les consomma-

tions sont élevées et sensiblement égales à celles de l'exemple précédent.

840 — *Machine Willans.* — La *central valve Engine* de M. William Willans ([1]) a beaucoup occupé l'attention par elle-même, ainsi que pour les expériences dont elle a été l'objet de la part de son auteur (fig. 493).

Elle appartient au type compound à trois cylindres disposés verticalement en tandem, avec réservoir intermédiaire et faible détente.

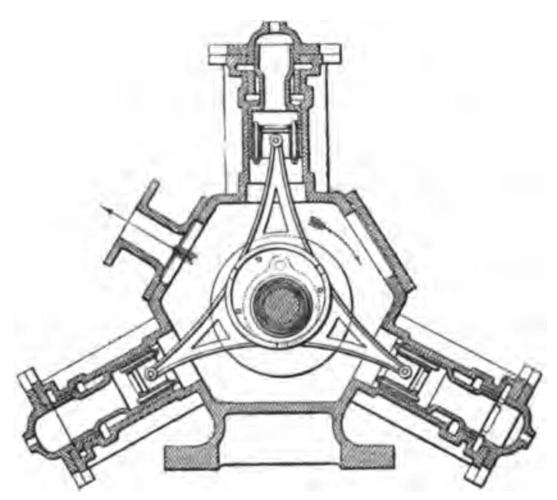


Fig. 514. — Machine Brotherhood (coupe).

Une même tige actionnée par un excentrique les traverse de part en part; portant à la fois les pistons récepteurs et les distributeurs. Un amortisseur permet d'équilibrer le mouvement alternatif par une compression d'air, qui reste invariable pour une même vitesse, quelle que soit la puissance développée par le moteur; condition que l'on ne réaliserait pas de même par la phase de compression de vapeur. La tension est de 10 kilogrammes.

([1]) Sinigaglia (*Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 279. — *Revue générale des sciences pures et appliquées*, 15 mai 1890, p. 263). — Gustave Richard. *La Lumière électrique*, 25 avril 1884, p. 175; 20 mars 1886, p. 539; 9 mars 1889, p. 456. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, p. 60. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 109.

L'exécution atteint un haut degré de perfection. La marche est silencieuse, régulière, très douce. Les diagrammes sont beaux, avec des départs de détente nettement accusés. Cette machine fait convenablement 400 tours, et peut aller à 700 : ce qui constitue une allure rapide, quoique moins excessive que les précédentes. Aussi la consommation est-elle plus satisfaisante. Elle ne dépasse pas 12 kilogrammes de vapeur par cheval-heure. On l'a même abaissée au-dessous de 9 kilogrammes. La machine est sans condensation ni double enveloppe. Chaque cylindre est muni d'une soupape de sûreté, en vue des coups d'eau.

841 — *Machines à pistons conjugués.* — Nous avons déjà rencontré [1] divers exemples de moteurs associés de telle sorte que chacun d'eux soit chargé de fournir la commande de l'autre; ce qui établit entre eux un lien plus étroit que l'accouplement ordinaire de machines dont chacune forme un tout complet, à tel point que l'on peut, théoriquement tout au moins, marcher avec une seule d'entre elles, si l'autre se trouve momentanément entravée.

On a été plus loin dans cette voie, et l'on a construit, soit à simple, soit à double effet, des machines à plusieurs pistons conjugués, dont chacun conduit l'autre directement, de telle sorte que le même organe joue à la fois le rôle de récepteur et de distributeur. Tels sont par exemple le moteur Clough à trois cylindres, et la *machine-tombeau* de Hicks à quatre cylindres [2].

La machine Bonjour [3] comprend un premier piston allongé suivant ses génératrices, dont l'intérieur est aménagé de manière à constituer un autre cylindre perpendiculaire au premier. Un second piston s'y meut de son côté. Il se trouve donc animé dans l'espace de deux mouvements rectangulaires, dont on dispose de manière à faire décrire un cercle par l'un de ses points, que l'on prendra pour bouton de la manivelle. On arrive ainsi, avec très peu d'organes, à réaliser des vitesses de 800 tours.

(1) Locomotive à distribution elliptique (n° 761); locomotive Belpaire (n° 739): machine Higginson (n° 821); pompe Worthington, etc.

(2) Spineux. *De la distribution de la vapeur par tiroirs*, p. 107.

(3) *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1888, p. 200.

La machine West[1] possède six pistons parallèles, qui viennent solliciter l'un après l'autre, aux sommets successifs d'un hexagone régulier, un disque susceptible d'un mouvement conique. On en détermine par là le mouvement de rotation, qu'un engrenage d'angle transmet à l'arbre moteur.

Le moteur Bürgin ne possède qu'un seul cylindre, ouvert aux deux bouts. On y engage deux pistons, qui sont articulés respectivement à des manivelles diamétralement opposées. L'un d'eux s'y relie directement, à la manière ordinaire; l'autre, au moyen d'un cadre qui contourne le cylindre. La vapeur est admise dans l'intervalle compris entre les pistons, et y accomplit ses fonctions, corrélativement avec les variations cinématiques que subit ce volume en raison des liaisons.

Ces combinaisons sont ingénieuses. Mais il est permis de penser que de telles voies sont un peu stériles, et que l'on y poursuit une simplicité plus apparente que réelle. On doit redouter d'imposer à l'ensemble un caractère un peu précaire, par la suppression, laborieusement obtenue, de quelque organe classique, dont l'économie cesse, dans de telles conditions, de constituer un avantage.

§ 3

MACHINES OSCILLANTES

842 — *Généralités.* — Dans tout ce qui précède, il a toujours été entendu que le cylindre est essentiellement immobile. Il en résulte immédiatement qu'entre la tige du piston, dont tous les points se meuvent en ligne droite, et la manivelle dont chaque point décrit un cercle, un assemblage direct est impossible, et l'emploi d'un organe intermédiaire inévitable. C'est la bielle. Nous avons vu quels inconvénients elle entraîne, et il était naturel par suite de rechercher sa suppression.

Murdock paraît en avoir eu, en 1785, la première idée, en renon-

[1] *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1877, p. 5. — *Engineering*, 1875, t. I, p. 28.

çant, comme conséquence forcée, à la fixité du cylindre. Quant au choix du mouvement à imprimer à ce dernier, le plus simple était évidemment une rotation alternative. Dans ces conditions, il devenait possible d'assembler directement la tige du piston avec le bouton de la manivelle; le cylindre prenant de son côté un mouvement pendulaire, pour accompagner cette dernière dans sa rotation (1).



Fig. 515. — Machine oscillante de Cavé. (Élévation).

Dans les débuts, on avait adopté comme centre de basculement le pied de l'axe du cylindre; d'où le nom de *machines à rotule*. Mais un tel choix était évidemment mal inspiré, car la pesanteur intervient alors dans l'oscillation, d'une manière rapprochée, quoique inverse, de l'action qu'elle exerce sur le pendule, et d'autant plus malheureuse qu'on ralentit ainsi la première partie du mouvement, pour en accélérer la terminaison. Aussi cette tentative est-elle restée sans succès (2).

Le constructeur François Cavé a repris en 1825 la même idée, mais en adoptant comme centre de rotation, pour supprimer l'intervention de la pesanteur, le centre de gravité du système mobile, ou plus simplement, et avec une approximation bien suffisante, le point de concours des diagonales du rectangle qui constitue la projection du cylindre. Il assujettissait la tige entre des guides que représente la figure 515, et que l'on est arrivé depuis lors à supprimer, les jugeant inutiles, au risque de fatiguer le stuffing-box. Ces moteurs se sont rapidement

(1) Ed. Bour a indiqué la nature de la trajectoire que suit alors le centre du piston. La tige de ce dernier peut être considérée comme un rayon vecteur, dont la direction passe incessamment par le centre de rotation. Une longueur constante, qui est celle de cette tige elle-même, sépare le point en question de l'extrémité qui décrit un cercle. La trajectoire cherchée est donc une *conchoïde de cercle*, ou *limaçon de Pascal*.

(2) Bien qu'elle ait été depuis reprise par Faivre (Armengaud. *Publication industrielle*, t. I); par Leloup (Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 146); et par Farcot (Armengaud. *Publication industrielle*, t. I).

répandus sous le nom de *machines oscillantes* [1]. Si l'engouement des premiers temps s'est beaucoup ralenti, ce type n'a pas cependant disparu de la pratique. Ces moteurs sont robustes et assez simples, quoique peu économiques, sauf le cas des forges dans lesquelles on disposerait de flammes perdues permettant de produire la vapeur à bon marché. Ils offrent pour la marine (fig. 516, 517, 518), ou dans des ateliers très encombrés dont le terrain est cher, l'avantage caractéristique de la suppression de la bielle, avec le grand développement en longueur qu'elle entraîne nécessairement.

843 — *Distribution.* — La distribution y présente tout d'abord une difficulté spéciale. Pour établir une relation entre le cylindre qui est mobile, et la tuyauterie nécessairement fixe qui aboutit à la chaudière, on ne peut placer l'insertion de cette dernière qu'au seul point immobile que présente le cylindre, à savoir l'un de ses tourillons, malgré l'inconvénient d'échauffer ce dernier, et de l'exposer au grippement. On réserve l'autre tourillon pour la communication analogue à établir avec le condenseur.

Ce premier point fixé, l'on a mis en avant divers modes de distribution. On peut remarquer tout d'abord que l'emploi des robinets fournit (toute réserve faite des difficultés d'exécution et d'entretien) une solution fort simple en principe, puisque l'organe d'accès de la vapeur se trouve lui-même animé d'un mouvement de rotation. Ce système a notamment été appliqué par Stolz [2].

On a également employé, dans la même donnée, un tiroir

[1] Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 120. — Bienaymé. *Machines marines*, p. 232. — Mégy. Petit moteur oscillant. Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. VIII, p. 390. — Moteur oscillant Fournier et Levet. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1878, p. 265; 1879, p. 52. — Scott Russel. Machine oscillante à trois cylindres. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 293. — Raffard. Machine compound oscillante à cylindres concentriques. *Annuaire de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, 1871, p. 72. — Machine Murdock. Murhead. *Inventions of Watt*, t. III, pl. 34. — Moteurs oscillants Boyer, Fauconnier, Frey, Jolly, Tamisier. Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 140. — *Engineering*, t. LXII, p. 459; 4 mai 1877, p. 344; 4 mars 1881, p. 219; 19 mars 1886, p. 267. — *The Engineer*, 7 novembre 1890, p. 371. — *American machinist*, 11 décembre 1890, p. 31. — *Iron*, 12 novembre 1880, p. 362.

[2] Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 142.

normal fixe[1], en faisant frotter la bande du cylindre contre une

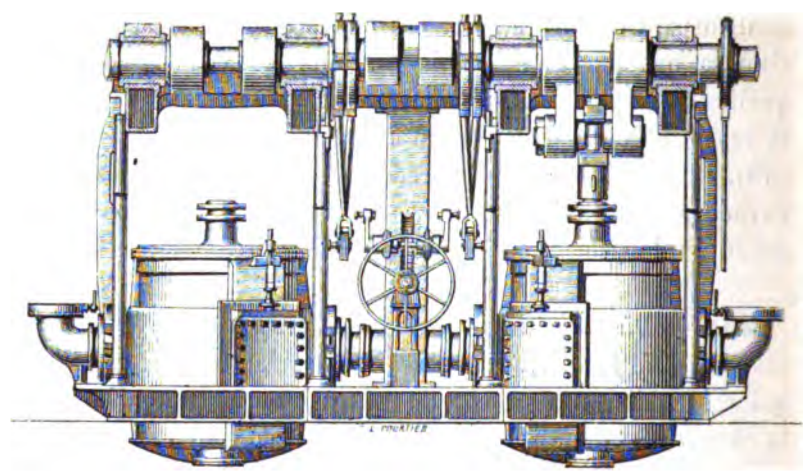


Fig. 516. — Machine oscillante des steamers du Bosphore (élévation longitudinale).

surface concentrique aux tourillons, percée d'ouvertures conve-

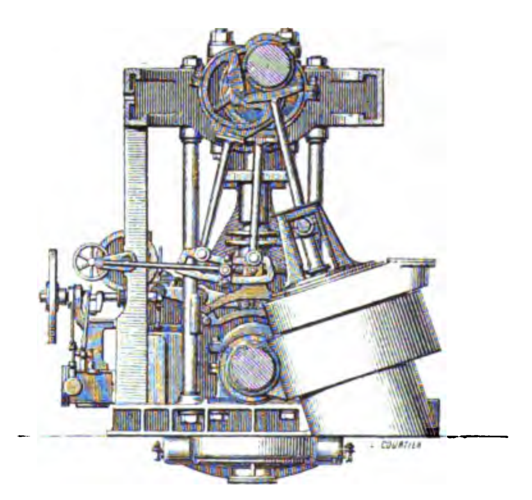


Fig. 517. — Machine oscillante des steamers du Bosphore (élévation latérale).

nables pour distribuer aux instants voulus. Mais l'absence de détente rend ce mode plus indiqué pour les machines oscillantes

(1) Navire Onondaga. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 216.

à pression hydraulique [1], que pour les moteurs à vapeur. Elle s'y adapte du reste d'une manière très naturelle, car le distributeur se trouve toujours au milieu de sa course aux moments où le pis-

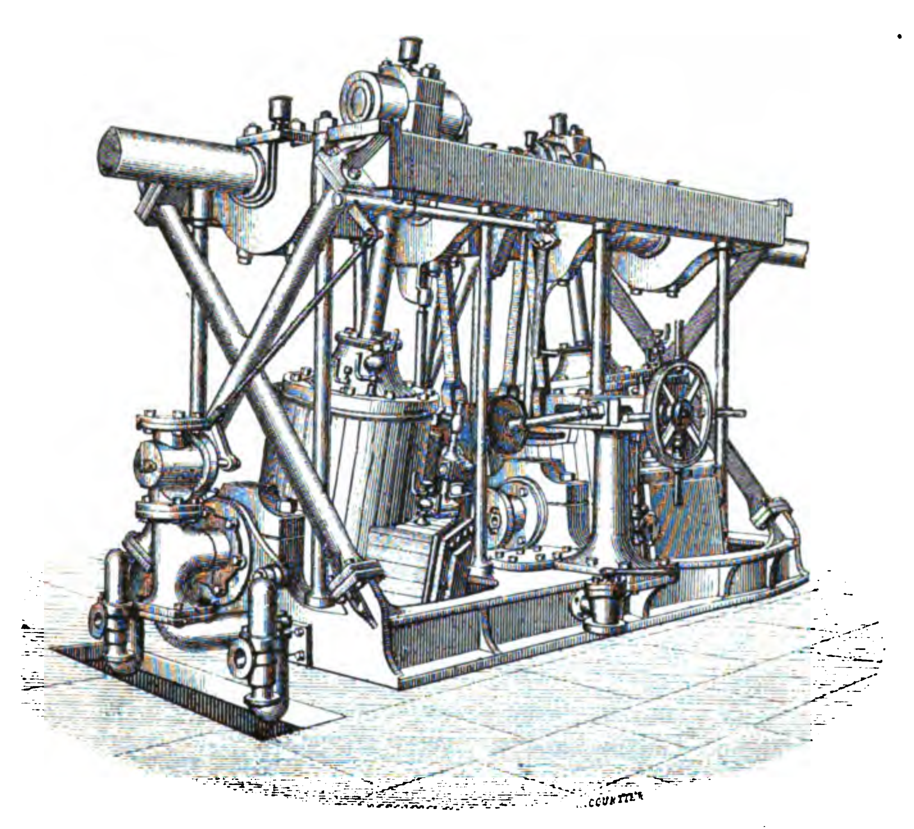


Fig. 518. — Machine marine oscillante (vue perspective).

ton termine la sienne, puisque l'amplitude de l'oscillation du cylindre est partagée symétriquement par la ligne des points morts.

844 — J'indiquerai de même un second principe général que l'on peut suivre pour résoudre ce problème. Disposons par la pensée le piston dans la série de positions spéciales, pour lesquelles on veut établir la transition d'une phase à l'autre du fonctionnement de

[1] Voy. t. I, p. 327.

la vapeur. Le cylindre se trouve, par cela seul, amené dans les directions correspondantes. Plaçons également, à l'intérieur de la boîte à vapeur, le tiroir dans les situations voulues pour que les changements en question s'opèrent; et marquons dans l'espace les points où se trouve alors l'extrémité de sa tige. Quand nous aurons ainsi repéré toutes les positions qui nous intéressent, il suffira de réunir par un trait continu les points ainsi obtenus, et d'en former le profil d'une coulisse dans laquelle sera engagé, en genre de coulisseau, le bouton qui termine la tige du tiroir. Il est évident qu'avec un tel dispositif, lorsque le cylindre exécutera ultérieurement ses oscillations, le tiroir occupera nécessairement sur la glace, aux instants considérés, les positions que l'on aura eu l'intention de lui assigner. Cette solution a été appliquée par Kientzy (1).

Il est facile d'ailleurs d'améliorer pour la pratique ce mode un peu dur de transmission. En effet, l'on pourra ordinairement se contenter de s'attacher à trois positions, pour déterminer suffisamment le fonctionnement de la vapeur. Dès lors il suffit d'adopter comme trajectoire de l'articulation l'arc de cercle qui passe par les trois points correspondants. Par suite, au lieu de la réaliser sous la forme de coulisse à frottement, on se contentera de relier au centre de courbure, au moyen d'un balancier oscillant, le bouton de la tige du tiroir. Il pourra se faire, à la vérité, que le choix arbitraire des données conduise parfois à certains résultats qui seraient inacceptables dans l'application. On cherchera en pareil cas, à l'aide de tâtonnements convenablement dirigés, à rentrer dans des conditions réalisables.

845 — On peut encore obtenir une solution approximative fondée sur l'emploi d'un excentrique (fig. 519). Imaginons que le bouton de la tige du tiroir d'une machine fixe soit engagé dans une coulisse animée d'une translation rectiligne, et ayant pour rayon de courbure la distance qui sépare, à un instant considéré, ce point de l'axe d'oscillation du cylindre. Ce bouton pourra dès lors être détaché de sa situation actuelle, et amené à celle qu'il doit occuper

(1) Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, p. 140.

dans la machine oscillante, sans que le tiroir ait pour cela changé de position par rapport à la glace, qui est assemblée sur le flanc du cylindre. Les circonstances de la distribution resteront donc, pour cet instant en particulier, exactement ce que l'on avait voulu.

La seule difficulté sera que le rayon de courbure dépend, pour ce raisonnement, d'un instant qui est loin d'être le seul à considérer

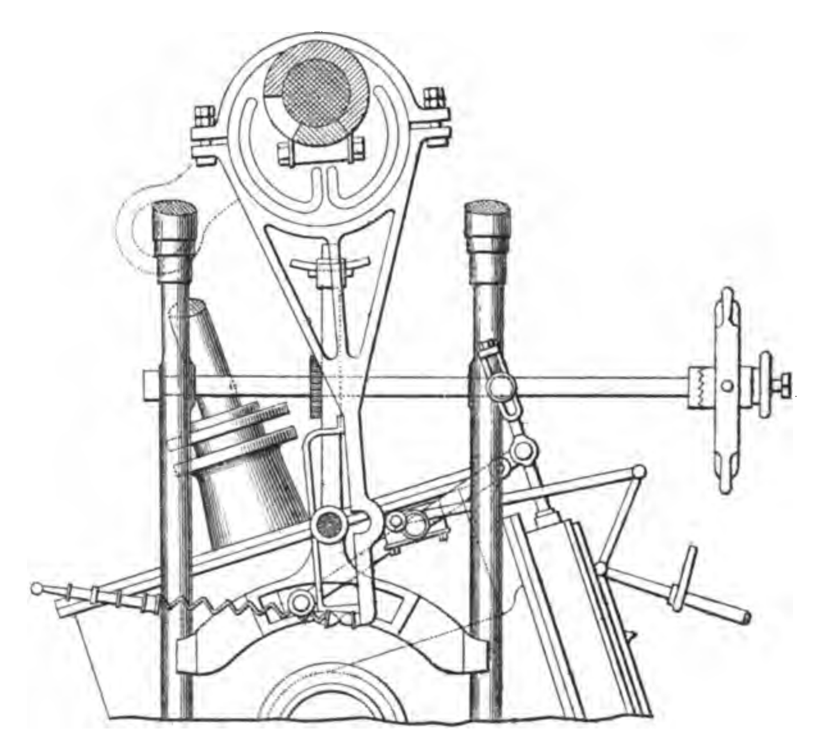


Fig. 519. — Distribution par excentrique d'une machine oscillante (élévation).

dans la question, et doit être envisagé comme variable, tandis que le rayon de la coulisse ne peut être au contraire que bien déterminé. Il y a donc contradiction dans les termes de l'explication qui précède.

On y obvie en se contentant d'une approximation. On envisage la position moyenne du cylindre et ses deux situations extrêmes, ainsi que celles que l'on veut attribuer au bouton du tiroir pour ces instants. On décrit l'arc de cercle qui les joint. Il n'aura plus,

comme l'exigeait la rigueur du raisonnement précédent, son centre sur l'axe de rotation. Ce point se trouvera un peu en dehors, sur le rayon moyen, en raison de la symétrie de l'oscillation du cylindre. Mais la réalité différera d'autant moins du résultat voulu, que la coulisse sera plus courte et plus éloignée de ce centre.

Ajoutons que, dans beaucoup de machines oscillantes, le bouton de l'arc est simplement pris dans une coulisse de Stephenson à deux excentriques.

§ 4

MACHINES ROTATIVES

846 — *Généralités.* — Nous venons de voir que l'idée de communiquer au cylindre un mouvement d'oscillation a permis la suppression de la bielle. Les constructeurs ont poursuivi, dans la même voie, une simplification du mécanisme plus radicale encore, qui a donné lieu à l'invention des *machines rotatives* (1).

(1) Indépendamment des machines rotatives que nous avons décrites ici, je mentionnerai encore les suivantes :

Audemar. — Beale Dalgety. Bataille et Julien. *Machines à vapeur*, t. I, p. 444. — Beauchamp Tower (Kennedy. *The mechanics of machinery*, p. 518. — Heenan. *Proceedings of Institution of mechanical Engineers*, 1885. — *La Lumière électrique*, 1884, p. 255. — *La Nature*, 28 juin 1884, p. 55. — *Revue industrielle*, 1er janvier 1885, p. 2. — *The Engineer*, 10 août 1883, p. 116). — Belt. *Scientific American*, 14 août 1886, p. 98. — Bennison. *The Engineer*, 25 décembre 1885, p. 487. — Bishop et Rennie. Disc-engine (Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. I, p. 552. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 531. — Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 169. — Armengaud. *Publication industrielle*, t. XVI, pl. 19. — Sonnet. *Dictionnaire de mathématiques appliquées*, p. 733). — Bompard. Armengaud. *Génie industriel*, t. XXXIV, p. 179. — Bornet. — Borye. — Braconnier (Buchetti. *Machines à vapeur actuelles*, p. 137. — Armengaud. *Publication industrielle*, t. XXV, pl. 44). — Bramah. Laboulaye. *Cinématique*, p. 776. — Bright Mac Neal. *Chronique industrielle*, 11 mars 1888, p. 126. — Brossard. *Revue industrielle*, 7 juin 1881, p. 225. — Cassot. Buchetti. *Machines à vapeur actuelles*, p. 138. — Clark. *Engineering*, 28 mars 1890, p. 401. — Cochrane (Reuleaux. *Cinématique*, p. 385. — *Propagation industrielle*, t. IV, p. 180). — Dake. *Scientific American*, 19 janvier 1889, p. 34. — Davies (Reuleaux. *Cinématique*, p. 385, 408. — *Propagation industrielle*, t. IV, p. 276). — Délanger. *Chronique industrielle*, 7 mars 1886, p. 115. — Deblon. — Deck. — Dexter. *Engineering*, 7 avril 1882, p. 325. — Dolgorouki. — Duclos. Reuleaux. *Cinématique*, p. 409. — Dudgeon. — Duncan. Clark's *Table of mechanical motions*, nos 61 et 62. — Dundonald. Bataille et Julien. *Machines à vapeur*, t. I,

L'enceinte dans laquelle se produit le travail y présente encore la forme d'un cylindre de révolution. Mais les conditions du fonctionnement y sont totalement changées. Tandis qu'à l'ordinaire cette surface est engendrée par la translation d'un piston circulaire parallèlement à lui-même, elle l'est maintenant par la rotation d'un piston rectangulaire autour d'un de ses côtés (1). Les avantages

p, 445. — Eve. — Fedeler. *Scientific American*, 9 août 1890, p. 82. — Fletcher Reuleaux. *Cinématique*, p. 390. — *La France* — Galloway. — Galy Cazalat. Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 168. — Geiss. *Propagation industrielle*, t. V, p. 132. — Gottage. *Ibidem*, t. III, p. 246. — Graff. — Gray (Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 162. — *Schweizerische polytechnische Zeitschrift*, t. I, 1856, p. 140). — Hall. *Propagation industrielle*, t. IV, p. 340. — Hally. Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*. Traduction de Hirsch, t. II, p. 143. — Harrington. *Electrical Review*, 3 janvier 1885, p. 3. — Heenan. — Hick Lechat. *Génie industriel*, t. XXXII, p. 27. — Hodson. *La Nature*, juillet 1882, p. 117. — Holt et Kinney. *Scientific American*, 4 octobre 1890, p. 210. — Hudson. *Revue industrielle*, 1881, p. 60. — Jensen. — Kaulbach. — Kiehl Meyer et Grant. *The electrical World*, 12 avril 1890, p. 255. — Kingdon. *Scientific American Supplement*, 11 septembre 1886, p. 8906. — Knebel. — Kuster. Reuleaux. *Cinématique*, p. 409. — Lake. — Lamb. *Repertory of Patent Inventions*, 1843, p. 98. — Larivière et Braithwaite. Reuleaux. *Cinématique*, p. 409. — Leitch. *The universal Engineer*, 19 juin 1886, p. 226. — Martin (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 138. — Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de 1878*, p. 268. — *La Lumière électrique*, 1884, p. 255). — Massay. — Menay. — Minary. *Mémoires de la Société d'émulation du Doubs*, 1889. — Molard (Tresca. *Bulletin de la Société d'encouragement*, t. XIX, p. 49. — Reuleaux. *Cinématique*, p. 406. — Jury international de l'Exposition de 1868, t. IX, p. 82). — Montrichard, Machine à piston captant (Armengaud. *Publication industrielle*, t. XXXII. — *Portefeuille économique des machines*, janvier 1890). — Murdock. — Myers. — Napier. Reuleaux. *Cinématique*, p. 376. — Olivier. *Les Mondes*, t. XXXVIII, p. 13. — Ortlieb. *London Journal of arts*, 1857, t. VI, p. 9. — Pérou. Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 165. — Petau. — Pinchbeck (*The Engineer*, 25 décembre 1885, p. 487. — *Scientific American Supplement*, 4 octobre 1884, p. 7296). — Serkis Balian (Tresca. *Annales du Conservatoire*, janvier 1865. — *Génie industriel*, t. XXIX, p. 203). — Shaft. *Scientific American* 13 février 1886. — Simpson et Shipton. *London Journal of arts*, 1850, p. 207. — Smyth. *Practical mechanical Journal*, t. XVII, p. 261. — Snevely. *Scientific American*, 12 mai 1888, p. 290. — Stocker. *Bayerisches Industrie und Gewerbeblatt*, 1872, p. 167. — Sudlow. — Swalwel. — Taverdon. Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de 1878*, p. 267. — Thomas Jesupret. — Thompson. Machine différentielle (*Les Mondes*, t. XIV, p. 759. — Armengaud. *Les progrès de l'industrie*, t. I, pl. 13). — Uhler. Armengaud, *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 163. — Vilany. *Bulletin des arts et de l'industrie*, novembre 1884, p. 972. — Watt. *Inventions of Watt*. — West (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 137. — *Engineering*, 9 juillet 1875, p. 28). — Whitley. Buchetti. Les machines à vapeur actuelles, p. 137. — Witty. *Severin's Abhandlungen*, 1826, p. 62. — Wood. Bataille et Julien. *Machines à vapeur*, t. I, p. 447. — Woodcock. Reuleaux. *Cinématique*, p. 396. — Yule (Bataille et Julien. *Machines à vapeur*, t. I, p. 449. — Reuleaux. *Cinématique*, p. 375. — *Berliner Verhandlungen*, 1839, p. 233. — *Génie industriel*, t. XXXV, p. 82).

(1) M. de Polignac a proposé, sous le nom de *piston-pendule*, une machine qui reste

que l'on peut espérer de cette transformation sont nombreux et importants.

En premier lieu, le mécanisme se trouve tellement réduit qu'il s'est pour ainsi dire évanoui. Il ne subsiste plus que l'arbre tournant, et le piston lui-même, directement monté sur cet axe qui traverse les deux fonds du cylindre dans des colliers étanches. La tige, la bielle, la manivelle ont disparu.

On évite donc les effets refroidissants produits dans les conditions ordinaires par la sortie et la rentrée alternative de cette tige, ainsi que les condensations correspondantes.

On atténue les vibrations, bien plus accusées avec le mouvement de va-et-vient que pour une rotation continue.

On supprime les points morts, et les inconvénients qu'ils entraînent au point de vue du démarrage. En effet, le point mort résulte ordinairement de la superposition en ligne droite de la tige, de la bielle et de la manivelle, qui sont absentes toutes les trois de la nouvelle combinaison.

Le système est, de lui-même, complètement équilibré, lorsqu'il se trouve établi autour d'un axe vertical.

On obtient, pendant la pleine pression, une constance absolue du moment moteur; et sa valeur ne se modifie que par la détente et l'échappement, ce qui est inévitable dans n'importe quel système. Avec les machines ordinaires, au contraire, il s'adjoint aux variations de la force celles du bras de levier, qui croît à partir de zéro jusqu'à un maximun égal au rayon de la manivelle.

Les machines rotatives sont essentiellement à simple effet, et peuvent, à ce titre, prétendre aux avantages que nous avons reconnus à cette donnée (n° 837). Elles permettent, en raison de leur grande vitesse, de concentrer une grande puissance sous un faible volume.

comme celles des moteurs ordinaires, à mouvement alternatif, mais dont le piston est animé d'un déplacement circulaire autour d'un axe fixe. Il est difficile d'apercevoir les avantages de cette complication, avec laquelle on perd les qualités des machines rotatives, tout en introduisant dans le type habituel des difficultés spéciales d'exécution. (Armengaud. *Traité des moteurs à vapeur*, t. II, p. 398). — Une machine analogue est due à M. Deyraud (Reuleaux. *Cinématique*, p. 397. — *Berliner Verhandlungen*, 1872, p. 248).

847 — Il est regrettable qu'un aussi remarquable programme ait été jusqu'ici à peu près frappé de stérilité par des défauts, en apparence accessoires, tels que l'action des parois, les fuites et les frottements. Ou bien les machines perdent, ou les frottements deviennent trop intenses, quand on veut, par le serrage, assurer l'étanchéité (1).

En réalité quelques rotatives ont eu leur moment d'engouement; mais on les a vues à peu près toutes disparaître successivement de la pratique. Il n'en est pas moins fort intéressant d'étudier ici ce sujet, qui reste à l'ordre du jour auprès de nombreux chercheurs, et qui a donné lieu à certaines combinaisons cinématiques extrêmement ingénieuses (2).

848 — *Machine Pecqueur.* — L'une des plus simples parmi les machines rotatives, et l'une de celles qui ont eu le plus de succès, est le moteur Pecqueur (3). On pratique dans la paroi du cylindre deux logements diamétralement opposés (fig. 520). Des cloisons peuvent y rentrer, quand elles se trouvent refoulées par le passage du piston; mais des ressorts placés au fond de ces cavités les repoussent ensuite à l'extérieur. Il y en a donc toujours au moins une au contact de l'arbre, lors de l'arrivée du piston dans leur plan; et toutes les deux s'y appuient à la fois, en dehors de cet instant précis.

La capacité du cylindre se trouve d'après cela partagée par les cloisons en deux hémicycles. L'un de ces derniers est à son tour divisé par le piston en deux compartiments : deux conduits pénètrent suivant l'axe de rotation, et se coudent pour déboucher en *a* et *b*. L'un d'eux établit la relation avec la chaudière, l'autre avec

(1) On en a eu parfois des exemples frappants. A l'Exposition de Philadelphie, quelques expériences effectuées sur diverses rotatives ont montré que la meilleure d'entre elles consommait 45 kilogrammes de vapeur par cheval-heure, et la plus mauvaise 180. On peut assurément en appeler de pareils chiffres, en faveur de certains types; mais aucun cependant n'a encore réussi à conquérir une place durable dans l'industrie.

(2) M. Reuleaux, dans sa *Cinématique* (Traduction Debize, chez Savy, 1877), a donné une classification de ces mécanismes, dont il a décrit un grand nombre d'exemples.

(3) Armengaud. *Traité des mot·urs à vapeur*, t. II, p. 158. — *Bulletin de la Société d'encouragement*, t. XXXIX.

l'échappement. L'une des chambres se trouve donc pleine de vapeur et la seconde vide. Dès lors la pression différentielle pousse le piston. Quand il approche du plan médiant, il refoule la cloison, et le conduit d'évacuation pénètre dans l'autre hémicycle, qui était resté jusque-là plein de vapeur. Le vide s'y produit au-devant du piston, et le conduit d'alimentation continue à y fournir le fluide à l'arrière de cet organe.

La détente s'obtient à l'aide d'une soupape qui coupe la vapeur

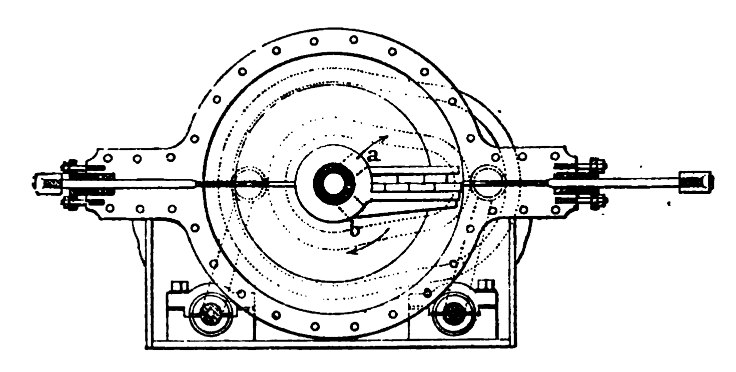


Fig. 520. — Machine rotative Pecqueur (coupe transversale).

avant son entrée dans le tourillon. On peut la faire varier en conduisant cette soupape à l'aide d'un manchon à bosses (n° 805). Le renversement de la marche est réalisé au moyen d'un commutateur, qui échange entre les deux conduits *a* et *b* les fonctions de l'admission et de l'échappement.

849 — *Machine Behrens.* — Le moteur Behrens (1) est également un de ceux qui ont eu le plus de vogue. Il est destiné à faire marcher des pompes rotatives. Les deux appareils, hydraulique et à vapeur, sont montés sur les mêmes arbres, que l'on place bout à bout dans deux enceintes distinctes et presque contiguës. L'intervalle qui les sépare est occupé par un train de roues dentées égales entre elles, qui assurent aux deux axes des vitesses angulaires iden-

(1) Ledieu (*La machine Behrens et la stabilité des machines marines.* — *La machine rotative américaine Behrens*, in-4°).

tiques et de sens contraires. La figure 521 représente une coupe transversale de la machine motrice pour une première position des roues à vapeur, et les figures simplifiées 522 à 525 nous les montrent dans quatre phases subséquentes de la même demi-révolution.

L'enceinte en question se compose de deux cylindres mordant l'un sur l'autre, mais réduits, comme espace engendré par le mouvement des pistons, à des couronnes circulaires, en raison de la présence de noyaux intérieurs. Ceux-ci sont eux-mêmes échancrés en forme de *plat à barbe*, pour permettre les mouvements respectifs. Des conduits fixes A et B établissent la communication avec la chaudière et avec le condenseur, suivant le sens marqué par les flèches.

Les deux roues s'évitent mutuellement dans leurs rotations opposées. A chaque instant, l'une d'elles est motrice, subissant sur une de ses faces la tension du générateur, et sur l'autre celle de l'échappement. Pendant ce temps la seconde est équilibrée, ayant ses deux faces à la même pression : soit celle de la chaudière, soit celle du condenseur. Mais les rôles s'échangent alternativement, d'une demi-révolution à la suivante. La communication établie par les roues dentées transmet d'ailleurs d'une manière incessante l'effort moteur. Aussi ce changement périodique de fonctions exige-t-il dans les engrenages une grande précision, pour éviter les à-coups.

850 — Sur la figure 521, la roue M_1N_1 est motrice, subissant en M_1 la pression de la chaudière, et en N_1 celle de l'échappement; P_1Q_1 est équilibrée par la libre communication de ses deux faces avec le générateur.

Le piston M_2N_2 (fig. 522) continue à être moteur, et P_2Q_2 à être équilibré, avec cette différence toutefois que, depuis que P a dépassé l'angle de A, la communication n'existe plus avec le générateur, mais la vapeur confinée entre P_2 et Q_2 continue à exercer des efforts égaux entre eux.

Sur la figure 523, M_3N_3 est toujours moteur et P_3Q_3 équilibré, mais dans des conditions encore différentes. Depuis que Q a dépassé l'angle de B, l'échappement s'est produit, et c'est la

tension du condenseur qui s'exerce également sur P_3 et sur Q_3.

La roue M_4N_4 (fig. 524) continue à être motrice, par la libre communication de M_4 avec la chaudière, et l'emprisonnement, sur la face N_4, d'une atmosphère raréfiée à la pression du condenseur, depuis que N a dépassé l'angle de l'échancrure du noyau central inférieur.

Sur la figure 525, les rôles sont dorénavant intervertis. L'organe P_5Q_5 est devenu moteur, depuis que Q a échappé l'angle de l'échancrure du noyau central supérieur. Cette face subit maintenant en effet la pression du générateur, tandis que P_5 continue à être en relation avec le condenseur. Au contraire M_5N_5 est maintenant équilibré, depuis le même instant qui a mis ses deux faces en communication l'une avec l'autre.

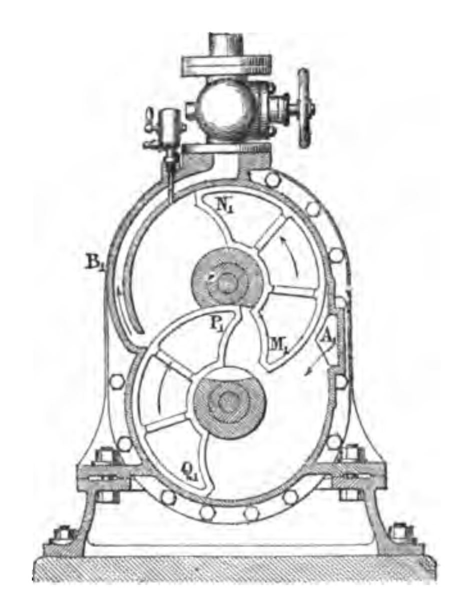
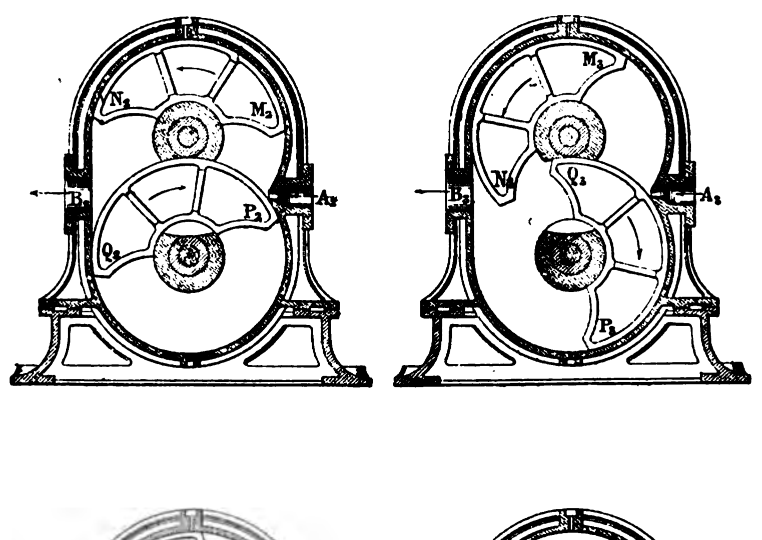


Fig. 521. — Machine rotative Behrens (coupe transversale).

A partir de ce moment, une phase identique à la précédente se développe, sauf cette interversion, durant la seconde demi-révolution, jusqu'à ce que les deux roues reprennent respectivement, pendant le tour suivant, les mêmes fonctions.

851 — *Machine Fielding et Platt.* — La rotative de Fielding ([1]) fonctionne dans le système compound. Sa distribution se fait à l'aide de robinets. Elle est fondée sur le principe du *joint univer-*



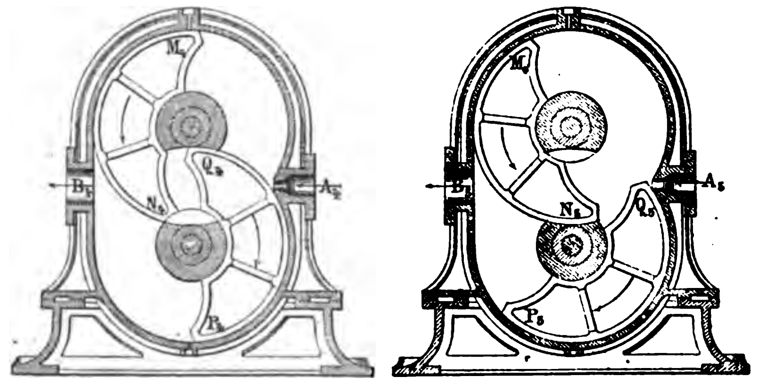


Fig. 522 à 525. — Machine rotative Behrens (coupes transversales).

sel ([2]). Le croisillon de ce joint (fig. 526) est formé par l'ensemble de quatre pistons, et ses bras par leurs cylindres circulaires. Les

([1]) Richard. *La Lumière électrique*, 25 juillet 1885, p. 166. — Kennedy. *The mechanics of Machinery*, p. 518. — *Engineering*, juillet 1885. — *The Engineer*, janvier 1885.
([2]) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 205.

deux arbres comprennent un angle de 157 degrés, ce qui entraîne

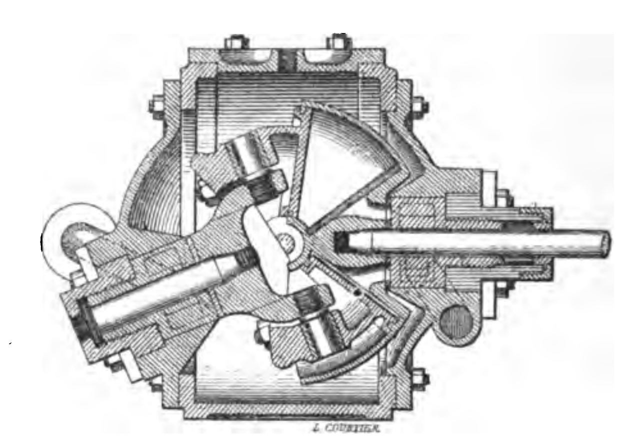


Fig. 526. — Machine rotative Fielding et Platt (coupe).

pour la transmission une irrégularité d'environ 13 %. Tous les organes sont enveloppés dans une chambre cylindrique.

§ 5

TURBINES A VAPEUR

852 — *Généralités.* — Au milieu des transformations radicales à travers lesquelles nous venons de suivre la machine à vapeur, nous avons vu s'évanouir successivement la bielle, la tige et la manivelle. Le piston subsistait seul. Dans les ***turbines à vapeur*** il disparait à son tour ([1]). Bien entendu il n'en faut pas moins, pour

([1]) D'autres tentatives ont été faites à diverses époques pour la suppression du piston, mais aucune n'est devenue industrielle. On peut citer notamment les suivantes :

Branca. Roue à choc (Delaunay. *Cours élémentaire de mécanique*, 1851, p. 615).

Bourdon. Machine à tube manométrique flexible (Haton de la Goupillière. *Annales des mines*, juillet-août 1879, p. 163).

Regge. Pendule à vapeur d'alcool (*Bulletin de la Société d'encouragement*, 3e série, t. V, p. 407).

Hall. Pulsomètre (Haton de la Goupillière. *Cours d'exploitation des mines*, t. II, p. 326). — Cet engin, dans lequel aucun piston solide ne reçoit l'action de l

recueillir le travail, qu'il subsiste dans le système quelque surface mobile contre laquelle la vapeur vienne exercer son action. Mais c'est actuellement l'enceinte elle-même qui vient jouer ici ce rôle. Elle est autant cylindre que piston; ou, pour mieux dire, il n'y a plus ici ni l'un ni l'autre, et le fonctionnement de l'ancien *moteur à pression* se trouve définitivement dénaturé. Il a cédé la place à la *machine à réaction*. C'est la même différence que celle qui sépare, dans le domaine de l'hydraulique, la machine à colonne d'eau ([1]) de la turbine ([2]).

Il a suffi pour cela de revenir à deux mille ans en arrière, et de remonter à la première tentative que l'histoire ait enregistrée pour l'utilisation de la force de la vapeur. Je veux parler de l'éolypile de Héron d'Alexandrie ([3]), dont l'invention est restée sans imitateurs pendant ce long intervalle, et à juste titre, car il fallait, pour la rendre industrielle, tout à la fois la perfection de l'outillage actuel et le besoin des énormes vitesses destinées à la commande directe des dynamos.

Nous avons vu en effet ([4]) que des pressions notables produisent pour la vapeur des vitesses d'écoulement gigantesques; et d'un autre côté ([5]) que, pour utiliser convenablement la force vive du fluide qui circule dans une turbine, il faut communiquer à celle-ci des vitesses du même ordre. Cette propriété des turbines à vapeur constitue pour la pratique leur véritable raison d'être ([6]).

vapeur, rend de bons services, bien qu'il soit peu économique, mais uniquement pour un objet spécial : l'élévation de l'eau.

([1]) Voy. t. I, p. 311.

([2]) Voy, t. I, p. 280.

([3]) Héron d'Alexandrie. *Les Pneumatiques*. Traduction de A. de Rochas. *Bulletin de la Société de statistique, des sciences naturelles et des arts industriels de l'Isère*, 5e série, t. XI, 1882. — Haton de la Goupillière (*Bulletin des sociétés savantes*, t. IV, p. 158. — *Revue des cours scientifiques*, 27 juin 1866, p. 144). — Thurston. *Histoire de la machine à vapeur*. Traduction de Hirsch, t. I, p. 4.

([4]) Voy. t. I, p. 805.

([5]) Voy. t. I, p. 305, équation 106. Cette formule ne peut d'ailleurs être prise ici que comme un simple aperçu. La théorie des turbines hydrauliques ne saurait en effet convenir au cas de la vapeur, en raison de la dilatation que subit cette dernière, par opposition à l'incompressibilité de l'eau.

([6]) Indépendamment des turbines à vapeur que nous avons décrites ici, je mentionnerai encore les suivantes : Allaire et Gauthier. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, octobre 1890. — Avenseng. *Journal*

Le mouvement continu de ces appareils présente en outre l'avantage de ne donner aucune prise aux condensations si nuisibles, qui sont dues essentiellement au mouvement alternatif des moteurs ordinaires (n° 589). On réalise également la constance absolue du moment moteur; l'action exercée toujours dans le même sens; la suppression de l'espace nuisible; et celle du laminage, les passages restant perpétuellement ouverts en grand.

On peut reprocher à ce système la délicatesse des organes; l'énormité des forces centrifuges, qui croissent plus rapidement avec la vitesse qu'avec le rayon; des consommations élevées; enfin la difficulté d'appliquer à leur fonctionnement l'emploi du condenseur. Les grandes vitesses du fluide déterminent contre les parois des frottements intenses; toutefois l'énergie disparue se transforme, au moins en partie, en calorique, qui tend à contrebalancer le refroidissement par l'air extérieur.

853 — *Turbine Dumoulin.* — La turbine Dumoulin [1] est formée d'une enveloppe calée sur l'arbre mobile (fig. 527), et divisée en quatre secteurs par les conduits d'admission et d'échappement. Dans chacun d'eux, la vapeur passe successivement du disque fixe à la couronne de l'enveloppe mobile, pour revenir de celle-ci au disque par de nouveaux passages. Elle parvient à l'échappement après avoir épuisé son action en huit impulsions successives sur les aubes de la couronne, et s'y être détendue presque jusqu'à la pression atmosphérique.

854 — *Turbo-moteur Parsons.* — L'attention est surtout fixée en ce moment sur la turbine à vapeur de Parsons [2], que construisent les ateliers Weyher et Richemond (fig. 528).

des Mines, 1878, p. 261. — Burdin. — Girard. — William Gorman. Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 565. — Invray. *La Lumière électrique*, 1er juillet 1885. — Last. — Rutween. — Tournaire (*Dictionnaire des arts et manufactures*, 1877. — Rateau. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1890, p. 30).

[1] Gustave Richard. *La Lumière électrique*, 6 janvier 1883, p. 27; 3 avril 1886, p. 15.

[2] Sauvage. *Annales des mines*, 8e série, t. XVII, p, 530. — Limousin. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 10 janvier 1890. — Rateau. *Compte rendu mensuel des*

Cette machine est au fond à expansions successives très multi-

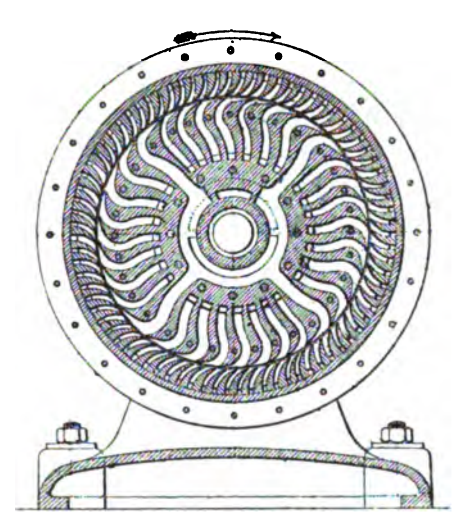


Fig. 527. — Turbine à vapeur Dumoulin (coupe).

pliées, car la vapeur y traverse des capacités de plus en plus

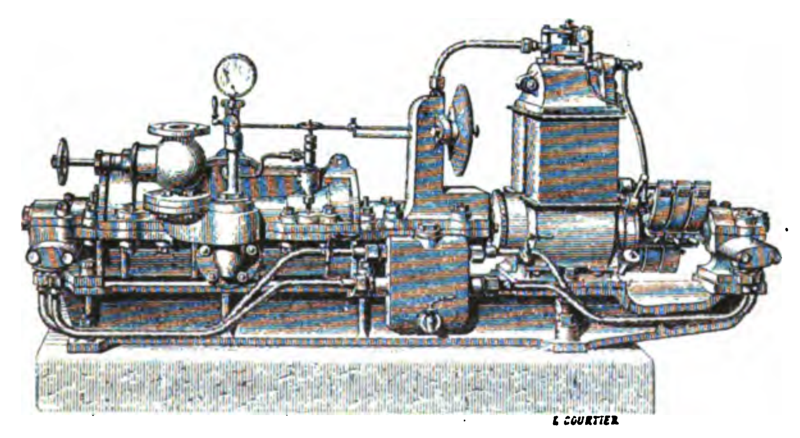


Fig. 528. — Turbo-moteur Parsons (vue perspective).

grandes, de manière à y accomplir sa détente. Le moteur et la dy-

séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne, 1890, p. 20, 73. — G. Richard. *La Lumière électrique*, 12 août 1884; 25 avril, 2 mai, juin 1885; 19 juin

namo qu'il conduit reposent sur le même bâti. L'appareil consiste en une centaine de disques fixes et autant de couronnes mobiles intercalées, formés chacun d'aubes ou de contre-aubes, et parcourus de proche en proche par le fluide. Celui-ci est lancé par les contre-aubes fixes sur les aubes mobiles, après quoi il rentre dans une nouvelle couronne directrice. Cette série de disques est montée sur l'arbre moteur à l'intérieur d'un long cylindre horizontal.

On a soin de diviser dès l'origine le courant de vapeur en deux ramifications distinctes, qui agissent respectivement sur des turbines disposées dans des sens inverses (fig. 529). De cette manière, on équilibre les efforts sur l'arbre, en le laissant libre sous l'action de son poids, qui seul contribue à déterminer la valeur du frottement.

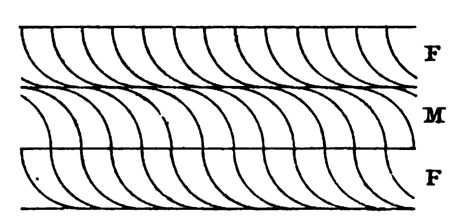


Fig. 529. — Turbo-moteur (figure schématique).

En sortant par de larges conduits de chaque couple de disques, après l'échange d'énergie dû au principe des roues à réaction, la vapeur se trouve à peu près dépouillée de sa vitesse, en raison de la décroissance très graduée de la pression à travers ces cent couples. Elle reprend un élan nouveau en passant par des buses étroites, pour agir sur la roue suivante. Toutefois ces alternatives se succèdent avec la plus grande rapidité. Un cinquantième de seconde suffit au fluide pour traverser l'appareil dans toute sa longueur. L'allure est couramment de 10 000 tours par minute. On l'a poussée parfois à 20 000, et l'on a cité des essais de 30 000 (1) révolutions.

Pour réaliser de telles vitesses, il était évidemment nécessaire d'apporter des soins minutieux au centrage des pièces, et de les

1886; 9 mars 1889; 17 janvier 1891. — Hirsch. *La mécanique générale à l'Exposition de* 1889. Conférence, p. 434. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 54. — *Bulletin de la Société internationale des électriciens*, décembre 1888. — Loukine. *La Lumière électrique*, t. XXXVI, p. 524, 576. — *Électricité russe*, 1890, n° 7. — *Institution of mechanical Engineers*, octobre 1888. — *Engineering*, 1er mai 188?, p. 449; 1888, t. II, p. 478.— *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1889, p. 606.

(1) On les mesure d'après la tonalité du son émis, ou à l'aide du compteur Deschiens.

équilibrer exactement afin d'éviter des battements destructeurs. La construction des coussinets a exigé des artifices spéciaux (fig. 530). L'arbre tourne dans une douille en bronze doux, qui n'est liée au bâti d'une manière invariable que sur une très faible longueur, à savoir l'épaisseur d'une première bague en acier. D'autres bagues se succèdent, au nombre de 28, sur 1,0 à 1,5 millimètres d'épaisseur. Un ressort en comprime l'ensemble, et permet plus ou moins d'élasticité. Ce coussinet sert d'intermédiaire entre l'arbre et la douille en bronze adhérente au bâti. Les frottements de ces bagues entre elles servent à éteindre les chocs et les vibrations. Ils sont

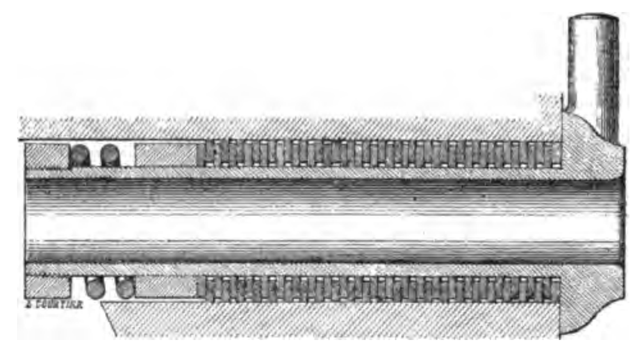


Fig. 530. — Palier du turbo-moteur (coupe longitudinale).

adoucis par la présence d'un bain d'huile permanent, qui est incessamment renouvelé sous l'influence d'une petite vis d'Archimède. La consommation du lubrifiant dans ces conditions n'est que le tiers de celle d'une machine ordinaire. Un régulateur analogue à celui de Larivière (n° 897) sert à garantir contre les affollements de l'allure.

Indépendamment de la réalisation des plus grandes vitesses connues, et des avantages généraux qui correspondent au principe des turbines (n° 852), on attend du turbo-moteur Parsons une puissance élevée sous un faible volume ; beaucoup de légèreté (¹) ; la diminution du frottement, si ingénieusement équilibré ; la sup-

(¹) Une turbine Weyher et sa dynamo, suffisante pour 350 lampes de 16 bougies, tiennent dans un parallélépipède de 3m,20 sur 0m,45 et 0m,90. Elle pèse 900 kilogrammes.

pression du danger, tous les organes étant enfermés et mis dans l'impossibilité de saisir un ouvrier. La consommation a pu déjà être abaissée de 30 à 15 kilogrammes de vapeur par cheval-heure.

855 — *Turbine Dow.* — Une nouvelle turbine a été présentée par M. Dow (1). Ce constructeur adopte le type centrifuge, substitué au principe parallèle (2). Il attend de ce dispositif plus d'efficacité. Il annonce une vitesse de 2 000 tours, ou d'environ 150 mètres par seconde à la circonférence.

856 — *Moteur-bouteille Siemens.* — A côté de la brillante réalisation industrielle que présente la turbine Parsons, nous donnerons ici un souvenir à une conception originale qui avait été présentée par Siemens à l'Exposition universelle de Vienne, beaucoup moins sans doute en vue de l'exploitation effective de ce moteur, que pour fixer l'attention sur des vues fort justes relatives à l'adiabaticité. Cette *machine-bouteille* (3), ainsi nommée à cause de sa forme extérieure, constitue au fond une turbine à vapeur, dont la trajectoire est continue au lieu d'être morcelée, et gauche au lieu d'être plane.

L'auteur s'était attaché essentiellement à réaliser, sur tout le trajet qu'accomplit la vapeur à travers la machine, un équilibre de température aussi parfait que possible entre elle et la paroi; afin de réagir contre les pertes considérables qui sont dues, dans les moteurs ordinaires, aux effets de contact. Il en avait cherché naturellement la solution dans la substitution du régime permanent à l'allure alternative qui caractérise les moteurs à piston, et même les machines rotatives.

En outre, il supprimait les pertes de chaleur emportées au

(1) Sauvage. *Annales des mines*, 8e série, t. XVII, p. 532. — Rateau. *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1890, p. 74. — *The Engineer*, 14 mars 1890. — *Rail Road Gazette*, 24 juin 1890.

(2) Voy. t. I, p. 280. — Tout récemment M. Parsons a établi son appareil dans le type centripète.

(3) *Revue industrielle*, 4 février 1874, p. 9. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 1.

dehors par l'eau que l'on rejette après son fonctionnement; et, pour cela, il enfermait ce liquide une fois pour toutes dans l'appareil, à l'intérieur duquel une provision, toujours la même, accomplissait indéfiniment un cycle fermé. On introduit cette eau par un orifice. On la porte à l'ébullition pour chasser l'air, on bouche l'ouverture, et le liquide se trouve dès lors confiné dans l'appareil pour y exécuter son évolution.

Le moteur se compose d'une enveloppe en tôle A (fig. 531), inclinée à l'horizon, et susceptible de tourner sur un axe B qui lui est assemblé à ses deux extrémités, mais sans se prolonger dans l'intérieur. Cet espace est occupé par un organe hélicoïdal C, dont le

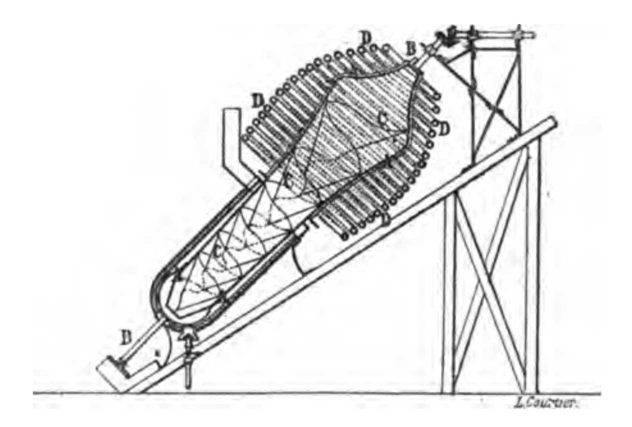


Fig. 531. — Moteur-bouteille Siemens (figure schématique).

pas est croissant du bas vers le haut. Le noyau axial est vide, et d'un diamètre qui croît proportionnellement à celui de la bouteille, dont il forme environ le quart. A la partie supérieure, cet hélicoïde communique avec un serpentin D, destiné à présenter une grande surface de contact avec l'air extérieur.

L'eau se rassemble par son poids à la base de ce système, qui est préservé par une enveloppe réfractaire, et soumis à l'action d'un foyer. La vapeur se forme, s'élève en agissant sur l'hélicoïde, dont elle détermine la rotation, et en subissant progressivement une détente prononcée, d'après l'amplification du volume des spires. Elle s'engage dans le serpentin, s'y condense, et reprend la forme

d'eau liquide, laquelle, remontée par la rotation jusqu'au goulot d'après le sens des spires, redescend de là au pied de la bouteille. En raison de la continuité, le système tend vers un état stable de températures, aussi rapproché que possible de l'accord cherché entre celles du fluide et de la paroi.

CHAPITRE L

RÉGULATEURS A FORCE CENTRIFUGE

—

§ 1

PENDULE CONIQUE

857 — Watt a eu, le premier, l'idée d'adapter à la machine à vapeur un *gouverneur*. Il désignait sous ce nom, auquel l'usage a substitué celui de *régulateur* ou de *modérateur*, un appareil très ingénieux destiné à régler à chaque instant la dépense de puissance motrice d'après la variation que peut éprouver la résistance. Sans cela, en effet, la déséquilibration de ces deux influences provoquerait des accélérations ou des ralentissements, nuisibles à la bonne exécution de la besogne industrielle que l'on a en vue.

Un appareil de cette nature comprend d'abord un *organe directement sensible* aux variations de la marche, et capable de se déformer sous leur influence; en second lieu, une *connexion* destinée à manœuvrer, comme conséquence de cette déformation, les éléments de la distribution. Nous reviendrons ultérieurement sur cette seconde partie (n° 912), en nous attachant tout d'abord à l'appareil déformable.

858 — Le point de départ de ces recherches se trouve dans le *pendule conique* de Watt (fig. 532). Ce système comprend deux boules [1] B, B′ (fig. 533), emmanchées à l'extrémité des

[1] Auxquelles on donne parfois la forme lenticulaire, pour diminuer la résistance de l'air.

tiges OB, OB′ qui sont articulées à un point O de l'axe de rotation, et susceptibles de s'en écarter plus ou moins sous un angle α. Les tringles MA, MA′ relient ces tiges au manchon M, dont les déplacements le long de l'axe OM sont utilisés pour la réglementation de la distribution [1].

L'appareil étant symétrique, il nous suffit d'en envisager ici la moitié. Nous commencerons, pour plus de simplicité, par réduire la boule B à un simple point matériel, en négligeant, d'autre part, la masse de toutes les autres pièces. Si nous rapportons le mobile à un système de comparaison tournant uniformément avec la même vitesse angulaire ω, nous devrons le considérer comme en repos relatif, et exprimer pour cela l'équilibre entre les forces réelles et la force centrifuge. Les premières comprennent le poids mg de la boule; une certaine réaction N exercée par la tige suivant sa propre longueur, qui est normale au cercle d'écartement; et enfin une force F, que l'on peut toujours supposer tangentielle à ce cercle, et à laquelle on attribuera précisément l'intensité nécessaire pour maintenir le système à sa forme actuelle. Cette force sera nulle dans les positions d'équilibre spontané, et prendra, pour un écartement quelconque α, une valeur variable avec cet angle. Quant à la force centrifuge, elle est égale à $m\omega^2 l \sin\alpha$, puisque $l \sin\alpha$ mesure le rayon de rotation.

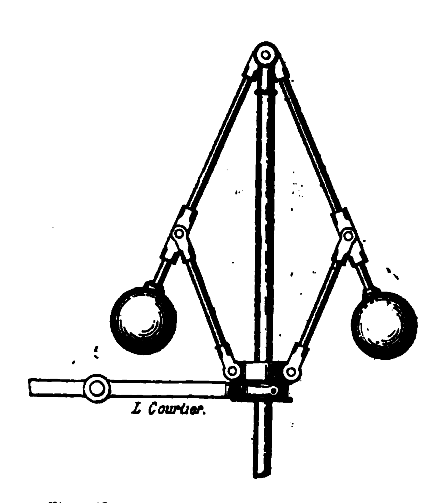


Fig. 532. — Gouverneur de Watt (élévation).

Le système étant à liaison complète, une seule relation est nécessaire et suffisante pour son équilibre. C'est celle qui annule l'ensemble des travaux virtuels relatifs au seul déplacement com-

[1] On doit recommander de placer la zone de rotation des boules hors de la portée du public qui peut fréquenter l'atelier, ou de l'environner d'un grillage de protection.

patible avec les liaisons, à savoir le mouvement d'écartement. Comme d'ailleurs nous n'attribuons de masse qu'à l'unique point B, cette condition se réduit à l'équation de projection, sur la tangente au cercle, des forces qui le sollicitent.

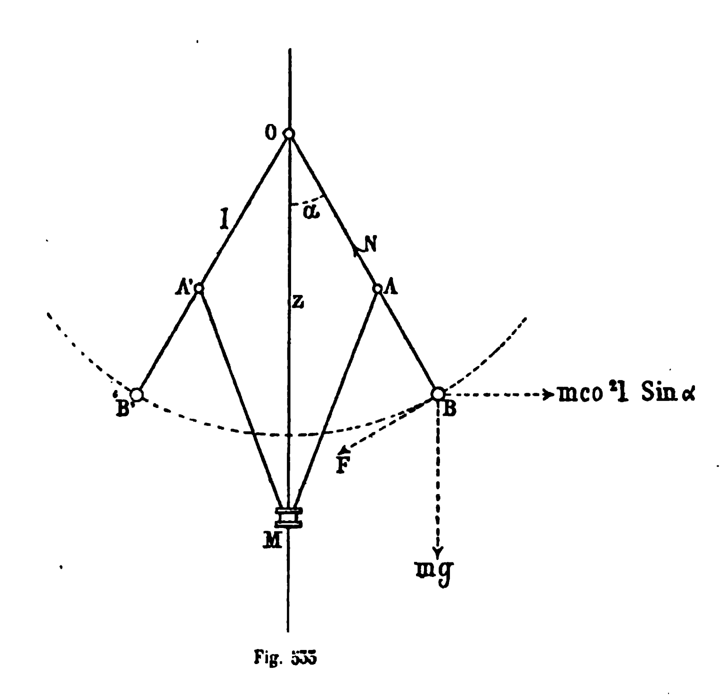


Fig. 535

Il vient par là :

$$F + mg \sin \alpha - m\omega^2 l \sin \alpha \cdot \cos \alpha = 0,$$

et l'on en déduit :

$$(1) \qquad F = m \sin \alpha \, (\omega^2 l \cos \alpha - g).$$

859 — La position d'équilibre spontané correspond à l'hypothèse $F = 0$. Nous voyons que ce résultat peut s'obtenir de deux manières différentes, selon que l'on pose l'une ou l'autre des deux conditions suivantes :

$$\sin \alpha = 0, \qquad \omega^2 l \cos \alpha - g = 0.$$

On déduit de là ces trois solutions :

$$(2) \qquad \cos \alpha_1 = \frac{g}{\omega^2 l}, \qquad \alpha_2 = 0, \qquad \alpha_3 = \pi.$$

Cette dernière ne saurait être prise en considération, puisque le système articulé ne permet pas le renversement qui serait nécessaire pour atteindre cette position culminante. Les deux autres peuvent se rencontrer, mais dans des conditions bien distinctes qu'il faut analyser attentivement.

La position α_1 est *stable*; c'est-à-dire que si le système subit à partir de là un dérangement suffisamment petit, il tend à rentrer dans cette situation. Imaginons en effet que l'on veuille maintenir la boule sous un angle α légèrement supérieur à α_1, on aura identiquement :

$$\cos \alpha < \cos \alpha_1 < \frac{g}{\omega^2 l},$$

d'où :

$$\omega^2 l \cos \alpha - g < 0.$$

La valeur (1) de la force F capable de conserver l'écart supplémentaire $\alpha - \alpha_1$ sera donc négative, c'est-à-dire dirigée vers le haut; preuve manifeste que si l'on abandonne la boule à elle-même, elle reviendra vers le bas, en se rapprochant de la position B_1. On reconnaitrait de la même manière que si l'on refoule la boule au-dessous de B_1, elle aura d'elle-même tendance à remonter vers ce point.

Cette situation stable n'existe pas toujours. Il faut en effet, pour la réalité de l'angle α_1, que l'on ait :

$$(3) \qquad \cos \alpha_1 < 1, \qquad \omega > \sqrt{\frac{g}{l}}.$$

Si la vitesse angulaire décroît progressivement en tendant vers cette limite, α_1 s'abaisse peu à peu jusqu'à zéro, et la boule retombe sur l'axe. Au-dessous, la valeur de α_1 cesse d'exister, mais α_2 prend alors sa place avec la valeur (2) qui est également nulle ; et

le pendule reste inerte suivant la verticale, quelle que soit alors la valeur de la vitesse angulaire.

Cette situation est devenue stable dans ces conditions. Si en effet on écarte la boule sous un petit angle α, l'hypothèse :

$$\omega < \sqrt{\frac{g}{l}},$$

donne :

$$\omega^2 l < g,$$

et *a fortiori* :

$$\omega^2 l \cos\alpha < g,$$
$$\omega^2 l \cos\alpha - g < 0,$$
$$F < 0;$$

ce qui indique, comme ci-dessus, une tendance de la boule à redescendre vers le point le plus bas.

Mais cette stabilité n'appartient plus à la solution α_2, lorsque la vitesse est supérieure à la limite (3). Il existe en effet dans ce cas une valeur α_1, et nous avons reconnu qu'alors la tendance est ascendante pour tous les angles compris entre elle et zéro ; ce qui tend à éloigner de plus en plus la boule de la situation verticale $\alpha_2 = 0$, pour le moindre dérangement.

Concluons donc qu'il existe toujours une position stable et une seule, laquelle reste verticale pour les vitesses inférieures à la limite (3), et s'en écarte ensuite progressivement suivant la formule (2). Il est bon de remarquer d'ailleurs que l'on reste maître de cette limite en disposant de la longueur l de la tige (1).

(1) Pour en donner une idée effective, appelons n le nombre de tours que le système décrit par minute autour de l'axe vertical. On aura :

$$\omega = \frac{2n\pi}{60},$$

et par suite :

$$l = \frac{900\, g}{n^2\pi^2}.$$

§ 2

RÉGULATEUR A BOULES

860 — L'analyse précédente ne constitue qu'une première approximation, dans laquelle nous avons supposé le pendule conique abandonné à lui-même, indépendamment de la réaction qu'oppose en réalité sur le manchon le mécanisme de distribution placé sous son influence. Il y a lieu maintenant d'envisager, dans les conditions de la pratique, le même système, que nous continuerons à réduire à l'une de ses moitiés, en raison de la symétrie [1].

Nous établirons encore la condition d'équilibre entre les forces réelles et les forces centrifuges des diverses parties, en égalant à zéro les sommes de leurs travaux virtuels, évalués par rapport au mouvement d'écartement qui seul est compatible avec les liaisons.

En ce qui concerne la réduction de l'ensemble des forces centrifuges à leur plus simple expression, il est permis de supposer la masse de la lentille concentrée en son centre de figure. Pour le montrer, envisageons une tranche infinitésimale comprise entre deux plans horizontaux. A un élément matériel m correspond une force

c'est-à-dire :

$$l = \frac{894,45}{n^2}.$$

Si par exemple le système exécute un tour par seconde, ce qui suppose $n = 60$, il vient $l = 0^m,2484$ ou environ $0^m,25$; longueur très acceptable.

On a d'ailleurs, pour les allures trop lentes de la machine, la ressource de multiplier la vitesse de l'arbre moteur, à l'aide du train de roues d'angle qui est chargé de la transmettre à l'axe vertical du modérateur.

(1) Poncelet. *Cours autographié de l'École de Metz*, 1826, section 2, p. 13. — Dwelshauvers-Dery (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 42. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1872, p. 211. — *Musée de l'industrie*, 1860). — Tresca. *Feuilles autographiées du Cours de l'École centrale*, 1869, p. 398. — Résal. *Traité de mécanique générale*, t. III, p. 194. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 219. — Farey. *Histoire de la machine à vapeur*, p. 465. — Mahistre. *Cours de mécanique appliquée*, p. 178. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 224.

centrifuge $m\omega^2r$, que l'on peut considérer comme appliquée au point où le rayon r rencontre l'axe de rotation, en l'y décomposant en deux autres suivant deux axes rectangulaires. Ces dernières seront $m\omega^2x$ et $m\omega^2y$. On pourra par suite, pour tout l'ensemble de la tranche, les réunir en deux sommes, qui seront respectivement $\omega^2\Sigma mx$ et $\omega^2\Sigma my$, c'est-à-dire ω^2MX et ω^2MY, si X et Y désignent les coordonnées du centre de gravité de la tranche.

Le résultat est donc le même que si l'on condensait par la pensée les masses de ces diverses tranches en leurs centres respectifs, tous situés évidemment sur une parallèle à l'axe de rotation. Si l'on opère ainsi, les forces centrifuges des divers produits de ces condensations se trouveront toutes comprises dans le même plan méridien, parallèles entre elles et proportionnelles aux masses; réductibles par suite à une seule appliquée en leur centre de gravité, qui n'est autre que celui de la lentille. La résultante finale aura donc pour valeur :

$$\text{(4)} \qquad M\omega^2l \sin \alpha.$$

861 — Quant à la tige OB, nous ferons abstraction de la petite moulure qui accompagne son insertion dans la boule, et, comme compensation, nous prolongerons par la pensée la tige jusqu'au centre de cette dernière. Les forces centrifuges des divers éléments de la masse m de cette droite sont proportionnelles aux distances de ces derniers à l'axe. Leurs valeurs respectives sont donc représentées par les zones successives du triangle rectangle qui a pour hypoténuse la tige l. Le résultat de la composition de ces forces sera par conséquent égal à la force centrifuge de l'aire totale, représentée par la moitié de cette hypoténuse :

$$\frac{1}{2} m\omega^2l \sin \alpha.$$

En outre, cette force passera par le centre de gravité de ce triangle, c'est-à-dire au tiers de la longueur de la tige à partir du centre de la lentille.

Cette résultante peut être à son tour décomposée d'après la règle des forces parallèles en deux autres appliquées l'une en O, l'autre en B. La première n'aura pas à figurer dans l'équation des travaux virtuels, puisqu'elle agit sur un point fixe. La seconde sera égale aux $\frac{2}{3}$ de la résultante, c'est-à-dire à :

$$(5) \qquad \frac{1}{3} m\omega^2 l \sin \alpha.$$

En raisonnant de la même manière pour la tige MA, de masse μ, l'on réduira finalement l'ensemble de ses forces centrifuges (sauf une composante agissant sur le point fixe M) à une force appliquée en A, et égale à :

$$\frac{1}{3} \mu\omega^2 l' \sin \alpha,$$

si l' désigne la portion OA de la longueur l. Cet effort se décompose à son tour en une force appliquée au point fixe O, et une seconde en B, ayant pour valeur :

$$(6) \qquad \frac{1}{3} \mu\omega^2 \frac{l'^2}{l} \sin \alpha.$$

En résumé donc, si l'on écarte les composantes qui n'ont pas de travail virtuel comme agissant sur des points invariables, l'ensemble des forces centrifuges peut être remplacé par une résultante unique f, qui serait appliquée horizontalement en B, et qui réunirait dans son intensité les trois composantes (4), (5), (6) que nous venons d'évaluer successivement :

$$(7) \qquad f = \frac{1}{3} \omega^2 l \sin \alpha \left(3M + m + \mu \frac{l'^2}{l2}\right).$$

862 — En ce qui concerne en second lieu les forces réelles, nous rencontrons d'abord le poids Mg de la boule, qui est appliqué en B.

En second lieu, celui mg de la tige. Il agit sur son milieu ; et

nous le décomposerons en deux forces égales chacune à sa moitié $\frac{1}{2}mg$, affectées, la première au point fixe O, la seconde à l'extrémité B.

Le poids μg de la tringle MA se remplace également par deux forces $\frac{1}{2}\mu g$ sollicitant, l'une le manchon M, l'autre le point A.

Enfin cette dernière se décompose à son tour en une force appliquée au point fixe O, et une autre $\frac{1}{2}\mu g.\frac{l'}{l}$ agissant en B.

En résumé l'action de la pesanteur peut être représentée au point de vue de son travail virtuel, par deux forces à savoir : un effort f_1 appliqué à la boule B :

$$f_1 = \left(2M + m + \mu\frac{l'}{l}\right)\frac{g}{2}, \tag{8}$$

et un autre f_2 sur le manchon M :

$$f_2 = \frac{1}{2}(mg + p + \Phi), \tag{9}$$

si p désigne le propre poids de cet organe, qui atteint quelquefois une valeur très considérable, comme dans le régulateur Porter [1] (fig. 534), et Φ la force extérieure qui lui résiste lorsqu'il attaque la distribution. La moitié seulement de ces deux dernières forces doit d'ailleurs entrer dans l'expression de f_2, qui est destinée à l'équation d'équilibre d'une des deux parties de l'appareil.

863 — Il est maintenant facile de poser cette relation entre

[1] Tresca. *Études sur l'Exposition de* 1862. — Worms de Romilly. *Annales des mines*, 7e série, t. I, p. 50. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 252. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 54. — V. Lebeau. *Des régulateurs appliqués aux machines à vapeur*, Liège, 1890, p. 30. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1879, p. 157. — *Engineering*, 28 février 1879. — *The Engineer*, 25 octobre 1878, p. 299. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 226.

les trois forces f, f_1, f_2. Appelons z la distance qui sépare le manchon de l'articulation supérieure. Pour un écartement virtuel dx

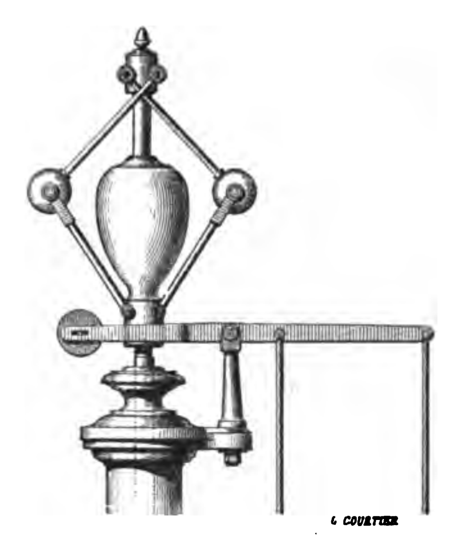


Fig. 531. — Régulateur Porter (élévation).

imprimé à la tige, cet organe s'élèvera le long de l'axe d'une quantité $-dz$. On a donc comme expression de la somme des travaux virtuels :

$$f l d\alpha \cos \alpha - f_1 l d\alpha \sin \alpha - f_2 dz = 0.$$

Pour en éliminer le rapport des vitesses virtuelles, nous emploierons l'égalité :

$$z = l \cos \alpha + \sqrt{\lambda^2 - l'^2 \sin^2 \alpha},$$

dans laquelle λ désigne la longueur de la tringle MA. Il vient en la différentiant :

$$-dz = \left(l' \sin \alpha + \frac{l'^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{\lambda^2 - l'^2 \sin^2 \alpha}} \right) d\alpha;$$

ce qui transforme ainsi l'équation précédente :

$$fl \cos \alpha - f_1 l \sin \alpha - f_2 l' \sin \alpha \left(1 + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{\lambda^2 - l'^2 \sin^2 \alpha}}\right) = 0.$$

Lorsque nous y substituerons les valeurs (7), (8), (9), cette condition se décomposera en deux autres, car f renferme dans son expression (7) le facteur sin α, qui devient dès lors commun à tous les termes. Nous poserons donc d'une part :

$$\sin \alpha = 0,$$

et de l'autre :

$$(10) \left\{ \begin{aligned} &\frac{1}{3}\omega^2 l^2 \cos \alpha \left(3M + m + \mu \frac{l'^2}{l^2}\right) - \left(2M + m + \mu \frac{l'}{l}\right)\frac{lg}{2} \\ &\quad - \frac{l'}{2}(mg + p + \Phi)\left(1 + \frac{\cos \alpha}{\sqrt{\lambda^2 - l'^2 \sin^2 \alpha}}\right) = 0. \end{aligned} \right.$$

La première reproduit les solutions (2) :

$$\alpha_2 = 0, \qquad \alpha_3 = \pi,$$

que nous avons déjà rencontrées pour l'équilibre spontané, et qui ne jouent plus d'ailleurs ici qu'un rôle purement théorique, puisque avec l'appareil réel tel que nous le considérons maintenant, le diamètre des boules et les autres épaisseurs empêchent les centres de parvenir jusqu'à l'axe de rotation.

864 — La véritable solution de la question est donc fournie par la formule (10). Pour connaître la situation dans laquelle le système se tient de lui-même en équilibre, on y fera $\Phi = 0$, et l'on tirera la valeur correspondante de cos α d'une équation du quatrième degré.

On peut opérer inversement, en supposant directement évaluée d'après le dispositif du moteur, quand il sera spécifié dans chaque cas, la résistance Φ qu'il est nécessaire de vaincre pour ébranler le mécanisme de distribution, de manière à y faire varier la détente. Son expression sera une fonction de l'écart α, à partir duquel on

veut faire exécuter par le régulateur ce démarrage. L'équation (10 *bis*) ainsi transformée fournira immédiatement la valeur ω' de la vitesse angulaire capable d'opérer cette mise en action.

Pour déterminer le mouvement inverse, une vitesse ω'' sera de même nécessaire. On la déduira de l'équation (10 *ter*), dans laquelle on aurait changé le signe de Φ, et substitué de même l'expression de cette force.

Cela posé, si l'on admet qu'une vitesse Ω placée en dehors des limites ω', ω'' vienne à prendre subitement naissance, le système commencera à s'ébranler à partir de l'angle α auquel elles se rapportent. La déformation se développera progressivement; et il y a lieu de se demander jusqu'où elle s'étendra. Pour connaître la nouvelle situation qui laisse l'influence de Ω hors d'état de continuer à traîner la distribution, en surmontant la force Φ (¹), l'on reprendra la relation (10 *bis*), ou (10 *ter*), suivant le sens du mouvement considéré, et l'on y remplacera le symbole général ω par sa valeur spéciale Ω. Il suffira ensuite de résoudre cette équation du quatrième degré en α.

§ 3

ISOCHRONISME

865 — *Généralités.* — La véritable destination du régulateur est de maintenir la constance de l'allure du moteur. Or sa forme dépend de la vitesse, et ce ne peut être cependant que par sa déformation qu'il sera capable d'agir sur la distribution, comme de maintenir à chaque instant l'équivalence entre la puissance motrice et la résistance dont on prévoit la variabilité. Il semble d'après cela y avoir contradiction dans les termes mêmes d'un problème ainsi posé.

Et en effet le régulateur de Watt, tel que nous venons de le considérer, présente un défaut fondamental. Si la résistance vient à diminuer, la vitesse augmente, les boules s'écartent, le man-

(¹) Nous écartons pour le moment la considération du *lancé*, ou de la force vive acquise par l'appareil, nous réservant de revenir sur ce point (n° 883).

chon monte, et il ne cessera de raccourcir progressivement l'admission que lorsque la production du travail moteur se sera abaissée au point de redevenir égale à la nouvelle valeur du travail résistant. Mais à ce moment nous n'avons que le choix de deux manières d'être : ou bien le modérateur redescendra dans la seule position qui soit compatible avec la vitesse voulue, et dès lors la compensation qui vient d'être atteinte disparaissant, tout sera à recommencer; ou bien, pour conserver ce résultat, et par conséquent garder l'écartement que l'on vient d'obtenir, il faudra continuer de marcher avec une vitesse supérieure à la première, comme seule capable de maintenir le nouvel état de choses dans le régulateur. Or c'est précisément le contraire de la constance demandée.

866 — On s'est trouvé conduit, pour sortir de cette difficulté, à modifier le dispositif et les propriétés du système, en vue de s'affranchir de cette dépendance forcée entre la vitesse et l'angle d'écart, qui constitue l'obstacle. On cherche alors à réaliser un double but, et à faire en sorte : 1° que l'appareil puisse se tenir indifféremment dans n'importe quelle situation, lorsque la vitesse possède la valeur voulue; 2° qu'il lui soit impossible d'en conserver aucune d'une manière permanente, pour toute autre allure que celle-là.

Supposons réalisées ces conditions, et reprenons l'hypothèse précédente. La diminution de la résistance déterminera une accélération. Le régulateur ne pouvant plus dès lors rester en place, va s'écarter et raccourcir progressivement l'admission, jusqu'à ce que l'excédent anormal de vitesse ait disparu. L'allure étant ainsi redevenue la même, et toute position étant dans ce cas une situation d'équilibre, le modérateur n'aura plus de motif de quitter celle à laquelle il vient de parvenir, et par conséquent la distribution restera de son côté dans l'état où il vient de l'amener.

Un tel régulateu est appelé *isochrone* (1), ou *astatique* (2). La

(1) Parce qu'il tourne toujours dans le même temps, n'étant compatible qu'avec une seule vitesse.

(2) Par opposition aux régulateurs *statiques*, qui comportent une équation nécessaire d'équilibre entre α et ω.

première tentative faite dans ce sens est due à Charbonnier ([1]). Nous pouvons nous rattacher à cet égard à l'analyse du § 1, dans laquelle le mobile avait été réduit par la pensée à un simple point matériel.

867 — *Régulateur parabolique.* — Il est bien clair que la courbe que ce corps doit être assujetti à décrire ne saurait plus être comme ci-dessus un cercle ayant son centre sur l'axe, puisque nous venons de reconnaître l'incompatibilité de ce mode de liaison avec le but poursuivi. Il doit exister une autre courbe, pour le moment inconnue, dont la condition voulue constitue précisément la définition, qu'il s'agit seulement de dégager d'une manière explicite.

En quelque point que le corps s'y trouve à chaque instant, on peut lui appliquer les raisonnements précédents (n° 858), en appelant l la portion de sa normale qui est comprise entre la courbe et l'axe, et par suite $l \cos \alpha$ sa *sous-normale*. L'équation d'équilibre (1) ainsi obtenue :

$$l \cos \alpha = \frac{g}{\omega^2},$$

exige donc que la sous-normale de cette ligne soit constante, puisque ω doit rester immuable. On voit par là que le profil dont tous les points procurent, dans ces conditions, le repos relatif n'est autre que la parabole.

De là le nom du *régulateur parabolique* qui a fourni la première solution de l'isochronisme, et qui a été réalisé par plusieurs constructeurs ([2]).

([1]) Charbonnier (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, 1842, n° 83. — *Détermination du volant et du régulateur à boules*, in-8°, 1864). — Tresca. *Feuilles autographiées du Cours de l'École centrale des arts et manufactures*, 1869, p. 402. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, 1872, p. 224.

([2]) Régulateur parabolique de Franke (*Le Technologiste*, t. IX, 1848. — Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 202. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. II, p. 101). — Régulateur parabolique de Bariquant. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 297. — Régulateur parabolique de Smyth et Jackson. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 201. — Régulateur parabolique de Garnett (*Ibidem*, p. 266. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. II, p. 105). — Régulateur parabolique à tiges flexibles (Callon.

868 — *Régulateur à bras croisés.* — Farcot père a doté la pratique d'un dispositif remarquable que nous pouvons, au point de vue théorique, rattacher ici comme une solution approximative de l'aperçu qui précède ([1]). Il est connu sous le nom de régulateur à bras croisés ([2]).

Remplaçons par la pensée, à partir de son sommet, l'arc de parabole par le cercle osculateur de l'un de ses points intermédiaires, et assujettissons la boule, comme dans le gouverneur de Watt, au moyen d'une tige de pendule dont on placera la charnière au centre de courbure de ce cercle. Nous savons que cette moitié de parabole a pour développée une branche de parabole semi-cubique située au delà de son axe. C'est donc dans cette région qu'il faudra installer, à l'extrémité d'une potence, l'articulation de la tige; ce qui donne au système l'aspect représenté par la figure 535.

Pour réaliser le plus complètement possible les conditions théoriques auxquelles nous nous sommes réduits dans la recherche précédente, il convient d'équilibrer l'ensemble formé par la chape et par les pièces placées sous sa dépendance. On y parvient à l'aide d'un ressort, assez long pour que sa tension puisse être regardée

Cours de machines, t. II, p. 270. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 589). — Dwelshauvers-Dery. Régulateur parabolique. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, 1872, p. 230. — Guyesse. Régulateur parabolique. *Journal de l'École polytechnique*, 54ᵉ cahier, 1884, p. 137. — Régulateur à courbe d'équilibre. *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, t. IV, p. 195.

M. Marcel Deprez a également imaginé une élégante combinaison cinématique, fondée sur l'emploi d'une roue planétaire, dont le centre décrit rigoureusement une parabole.

([1]) Approximation bien suffisante, car cette théorie elle-même est établie en négligeant beaucoup d'éléments.

([2]) Hinn. *Théorie des régulateurs marins isochrones à bras croisés de Farcot*, in-8°, p. 17. — Linglin. *Nouvelle théorie élémentaire du régulateur à force centrifuge*, in-8°. — Tresca (*Bulletin de la Société d'encouragement*, 1ᵉʳ août 1860. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1867). — Armengaud. *Publication industrielle*, t. XIII. p. 35. — Mahistre. *Cours de mécanique appliquée*, p. 200. — Georges Marié. *Annales des mines*, 7ᵉ série, t. XIV, p. 476. — Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 271. — Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 203. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 333. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, 1872, p. 232. — *Portefeuille économique des machines*, septembre 1881. p. 135. — Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 305.

comme constante. On emploie également une fourchette qui soutient la chape, et est elle-même portée par un levier, dont la queue se trouve sollicitée par un contre-poids convenable. L'inventeur s'est même préoccupé de l'influence exercée par le passage d'un côté à l'autre de l'axe d'une partie des tiges dans le soulèvement des boules, qui aurait sans cela pour effet de modifier le jeu des forces centrifuges. Il en a encore trouvé la compensation dans le ressort dont nous avons parlé, et que l'on détermine en conséquence.

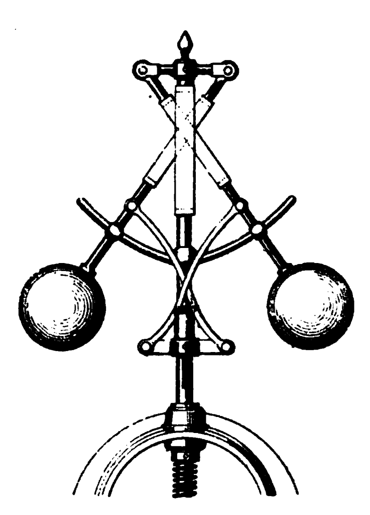


Fig. 535. — Régulateur Farcot à bras croisés (élévation).

Il est facile d'exprimer la vitesse d'isochronisme que procurera un tel régulateur, en fonction des deux éléments essentiels de sa construction : la potence a et la longueur l du bras. Nous avons trouvé comme valeur de la sous-normale h de la courbe d'équilibre :

$$h = \frac{g}{\omega^2},$$

d'où :

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{h}}.$$

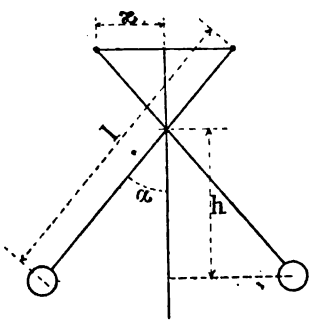


Fig. 536.

Or on a d'après les liaisons actuelles (fig. 536) :

$$h = \cos \alpha - a \operatorname{cotang} \alpha.$$

Pour que cet élément reste sensiblement constant, comme l'exige sa relation avec ω, nous égalerons à zéro sa dérivée :

$$- l \sin \alpha + \frac{a}{\sin^2 \alpha} = 0,$$

ce qui donne :

$$\sin \alpha = \sqrt[5]{\frac{a}{l}},$$

et en substituant :

$$\omega = \sqrt{\frac{l}{l\sqrt{1-\left(\frac{a}{l}\right)^{\frac{2}{5}}} - a\sqrt{\left(\frac{l}{a}\right)^{\frac{2}{5}} - 1}}}.$$

Des dispositions plus ou moins analogues se rencontrent dans les régulateurs à bras croisés de Galloway [1], de Lautsheer [2], de Proell [3], de Tchebitchef [4].

869 — *Régulateur Girard.* — On doit à Girard [5] une solution toute différente (fig. 537), qui mérite d'être signalée pour son principe, bien qu'elle ne se soit pas répandue dans l'application.

Une tige oscillant sur un axe A (fig. 538) porte deux lentilles opposées B, *b*, ainsi qu'un secteur denté C, qui engrène avec une crémaillère D. Une pièce $AB_1b_1C_1$ indépendante de la première engrène de même avec D_1. La fourchette qui porte ces deux crémaillères en présente également une troisième D′; celle-ci commande le secteur denté C′, dont le rayon primitif est exactement la moitié de celui de C. Il se trouve à l'extrémité d'une tige qui oscille sur le centre de courbure A′ du secteur, et dont l'extrémité filetée traverse une boule B′.

(1) Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 43. — *Revue industrielle*, 20 février 1884, p. 79.

(2) Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 269.

(3) Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 208. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 224. — Dwelshauvers-Dery (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 51. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 41, 56). — *Génie civil*, 15 août 1882. — Kennedy. *The mechanics of machinery*, p. 384.

(4) Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 208. — Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de 1878*, p. 280. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 34, 100. — *Revue industrielle*, 25 août 1887, p. 334. — *Les Mondes* (t. XXXI, p. 27. — 5 juillet 1882, p. 261).

(5) Tresca. *Cours autographié de l'École centrale des arts et manufactures*, 1869, p. 404.

La pièce BbC est exactement centrée sur son axe A, et se trouve par là soustraite à l'action de la pesanteur.

La force centrifuge est, pour chaque lentille : $M\omega^2 l \sin\alpha$; son bras de levier par rapport à la charnière A s'exprime par $l\cos\alpha$. La somme des moments est donc, pour l'ensemble des deux boules, en négligeant le reste du solide :

$$2M\omega^2 l^2 \sin\alpha \cos\alpha.$$

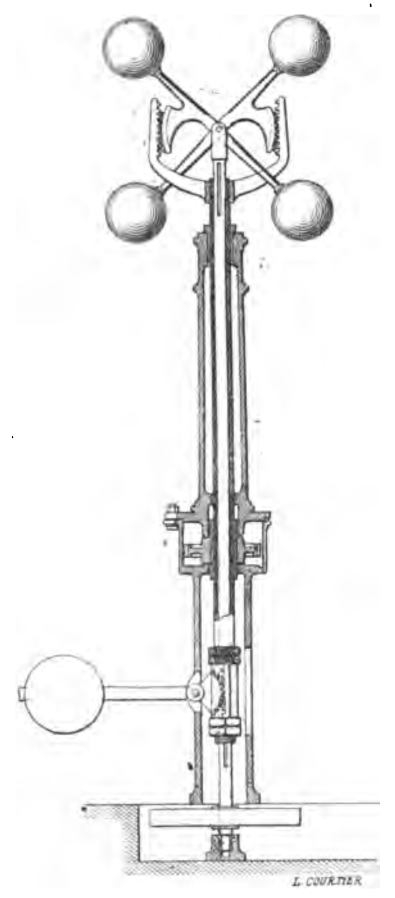


Fig. 537. — Régulateur Girard (élévation).

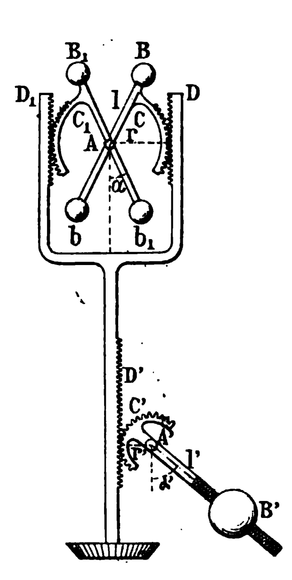


Fig. 538. — Régulateur Girard. (Figure schématique).

D'autre part, la résistance F exercée par la tige fourchue se partage en deux moitiés, dont l'une agit sur la crémaillère D, avec le bras de levier r, et le moment $\frac{Fr}{2}$.

Nous avons donc finalement comme équation d'équilibre relatif de la pièce BbC :

$$\frac{Fr}{2} = 2M\omega^2 l^2 \sin\alpha \cos\alpha.$$

Considérons d'autre part le corps qui pivote sur le point A'. La force F qui lui est imprimée par la crémaillère a pour bras de levier $r' = \frac{r}{2}$, et par suite pour moment $\frac{Fr}{2}$.

Le poids $M'g$ de la boule B' admet comme bras de levier $l' \sin \alpha'$. On a d'ailleurs $\alpha' = 2\alpha$, car les arcs dentés $r\alpha$ et $r'\alpha'$ qui sont mis en communication par la même crémaillère, ont nécessairement des longueurs égales. Le moment devient donc $M'gl' \sin 2\alpha$, et l'équation d'équilibre prend la forme :

$$\frac{Fr}{2} = 2M'gl' \sin \alpha \cos \alpha.$$

En égalant entre eux les seconds membres de ces deux relations, pour éliminer l'inconnue F, on voit disparaître en même temps l'angle α; ce qui montre que la condition d'équilibre est indépendante de l'écartement, ou, en d'autres termes, que le régulateur est isochrone, à la seule condition que ses éléments satisfassent à la condition :

$$M\omega^2 l^2 = M'gl'.$$

Je ferai remarquer que l'on reste maître de la valeur ω de la vitesse de régime que l'on veut maintenir d'une manière constante. On peut en effet la régler à volonté, en disposant de la longueur l', et déplaçant à cet effet la boule B' le long de la tige filetée.

870 — *Régulateur Rolland.* — Rolland [1] a proposé une série de régulateurs isochrones [2] fondés sur l'emploi d'un organe élé-

[1] Rolland (Mémoire sur l'établissement des régulateurs de vitesse. *Journal de l'Ecole polytechnique*, t. XXVI, p. 35, 44, 52, 53. — Sur la théorie dynamique des régulateurs. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 14 août 1870, p. 418. — Sur les effets des variations du travail et les moyens de les régulariser. *Ibidem*, 8 janvier 1872, p. 90). — Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 211. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 303.

[2] Indépendamment des régulateurs à force centrifuge que nous avons déjà passés en revue, je mentionnerai encore les suivants :

ABADIÉ. *Mémoire sur un nouveau régulateur à toupie*, 1868, in-8°. — ABAGUER. — ACME. — AGEE. *Scientific American*, 7 septembre 1889, p. 147. — D'AURIA (*Revue*

mentaire, qui est formé de deux boules portées par les bras rectan-

industrielle, 17 novembre 1880, p. 453. — *Journal de Franklin*, avril 1880, p. 266). — De Bange. Worms de Romilly. *Annales des mines*, 7e série, t. I, p. 44. — Beer. (Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 277. — Victor Lebeau. *Des régulateurs appliqués aux machines à vapeur*, 1890, p. 56. — *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 54. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 231. — *Engineering*, décembre 1875, p. 432). — Biétrix. — Biggart et London. Régulateur à action différentielle. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. II, p. 446. — Bonjour. — Böttcher. *Ibidem*, 1re série, t. VI, p. 326. — Bourdillat. — Brown (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 233. — *Scientific American*, 28 septembre 1889, p. 194). — Clayton et Shuttleworth (*American machinist*, 26 septembre 1885, p. 4. — *Engineering*, 8 mars 1889, p. 241). — Demar. — Dezewiecki. — Elwell. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 326. — Friedrich. *Ibidem*, t. XXXV, p. 45. — Gand et Guillotéaux. — Gardner. *American machinist*, 20 septembre 1884, p. 1. — Georges (*Chronique industrielle*, février 1887, p. 66. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1885, p. 218). — Granddemange. Dwelshauvers-Dery. *Exposition de* 1889, p. 50. — Grossmann. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, p. 228; XXXV, p. 57. — Hall et Windsor. Marié. *Annales des mines*, 7e série, t. XIV, p. 504. — Hewer. *La Lumière électrique*, 1883, p. 436. — Huntoon. *Les Mondes*, t. XX, p. 495. — Jacobi. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*. p. 272. — Jouffroy. Coste et Maniquet. *Traité des machines à vapeur*, pl. 15, 24, 26, 27. — Kesselmeyer et Nake. *Revue des sociétés savantes*, 8e série, t. IV, p. 378. — King. *La Lumière électrique*, 1883, p. 436. — Lawrence. *American machinist*, 8 avril 1882, p. 7; 17 mai 1883. — Leffel. *La Lumière électrique*, 1883, p. 436. — Liede. *Engineering*, Janvier 1886, p. 4. — Ludr. *Revue industrielle*, 13 mars 1886, p. 193. — Mac-Farlane. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, juillet 1887, p. 457. — Marshall. Dwelshauvers-Dery. Exposition d'Amsterdam. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, p. 17. — Mas. Régulateur différentiel (*Bulletin de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, octobre 1873, p. 183. — *Revue industrielle*, 24 octobre 1883, p. 423). — Meyer. Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 206. — Muhlard. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 232. — Newton. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 326. — Noel. Hirsch. *La mécanique générale à l'Exposition de* 1878, p. 980. — Paxman. — Pichault. *Génie civil*, t. I, p. 202. — Prunier *Scientific American Supplement*, 4 août 1883, p. 6313. — Radinger. *Engineering*, 15 mai 1874. — Rankine (Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, p. 243. — Dwelshauvers-Dery. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 39, 54. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 593). — Rergers. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXV-XXVI, p 431. — Reuleaux. — Rigg. *Ibidem*, t. XXXV, p. 33. — Riggat. — Safety. — Schœffer et Budenberg (*Revue industrielle*, 16 janvier 1884, p. 21; 12 novembre 1885, p. 455. — *American machinist*, 22 août 1885, p. 4). — Shanks. *Annales industrielles*, 1883, t. I, p. 517. — Simmond. *Engineering*, 15 décembre 1871, p. 398. — Sombart. Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 280. — Tabor. *American machinist*, 13 septembre 1884, p. 1. — Tangye. — Thelen et Weydemeyer. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 233. — Tranchant. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 248. — Tremper. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 232. — Tulpin. *Bulletin de la Société d'encouragement*, 1871, t. XVIII, p. 52. — Witby. — Wischnegradski. *Revue industrielle*, 1876, p. 326. — Wright et Hastings. *American machinist*, 3 décembre 1881, p. 5.

gulaires d'un varlet indéformable oscillant autour de son sommet. Je choisirai parmi eux, pour l'étudier ici, celui que l'auteur lui-même considérait comme le plus satisfaisant.

La figure schématique 539 représente le système élémentaire, que l'on doit supposer reproduit n fois, dans n plans méridiens symétriquement espacés autour de l'axe de rotation AA'A''; le nombre n étant tout au moins égal à 2. Une articulation *fixe* O est assemblée à cet axe par une potence OA de longueur a. En O' et O'' se trouvent des articulations *mobiles*. Les potences qui les portent O'A', O''A'' sont implantées sur des manchons A', A'' susceptibles d'un glissement longitudinal. Deux losanges articulés OBB_1O', OCC_1O'' sont constitués par les varlets rectangulaires indéformables BOC, B_1OC_1. Leurs huit côtés ont la même longueur l, et le même poids p. Sur les tiges OC, OB_1 sont montées deux boules D, D_1 ayant pour poids P, P_1, et comme distances à la charnière λ, λ_1. Nous désignerons par α l'angle que fait OC avec la verticale, et enfin par Q', Q'' la n^e partie des poids des manchons A', A'' avec leurs surcharges.

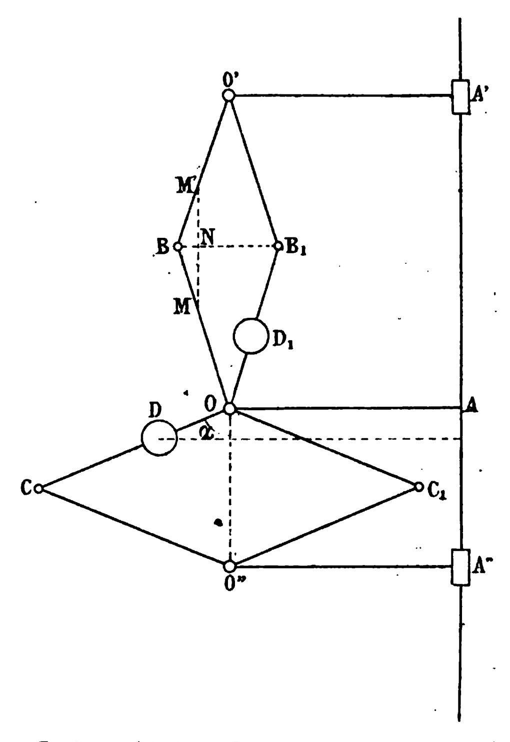


Fig. 539. — Régulateur Rolland (figure schématique).

Proposons-nous d'établir l'équation du travail virtuel relatif au déplacement compatible avec les liaisons. Nous envisagerons d'abord les forces centrifuges, et en premier lieu celles des deux lentilles.

871 — La masse de la boule D peut être condensée en son centre (n° 860). Sa force centrifuge totale est donc :

$$\frac{P}{g}\omega^2(a + \lambda \sin \alpha).$$

Un déplacement virtuel élémentaire $\lambda d\alpha$ a pour projection sur la direction de cette force $\lambda d\alpha . \cos \alpha$. Le travail virtuel est par conséquent pour ce premier solide :

$$\frac{P}{g}\lambda\omega^2(a + \lambda \sin \alpha) \cos \alpha d\alpha.$$

On aura de même pour la boule D_1, dont le bras est perpendiculaire au précédent :

$$\frac{P_1}{g}\lambda_1\omega^2(a - \lambda_1 \cos \alpha) \sin \alpha d\alpha;$$

et finalement pour l'ensemble des deux :

$$\frac{\omega^2 d\alpha}{g}\left[Pa\lambda \cos \alpha + P_1 a\lambda_1 \sin \alpha + (P\lambda^2 - P_1\lambda_1^2) \sin \alpha \cos \alpha\right].$$

Je ferai remarquer dès à présent que, lorsque l'équation des travaux virtuels sera complète, il faudra pour l'isochronisme que l'équilibre reste possible sous toutes les inclinaisons, et par suite que cette égalité ait lieu quel que soit α. Le coefficient de $\sin \alpha \cos \alpha$ devra dès lors être annulé à part. Or, aucune autre force n'introduira plus dans l'égalité de termes de cette nature. Nous poserons donc de suite :

$$P\lambda^2 - P_1\lambda_1^2 = 0.$$

De là une première condition imposée aux poids et aux bras de levier des boules. On y peut évidemment satisfaire d'une infinité de manière; mais la plus simple consiste à prendre :

$$P = P_1, \qquad \lambda = \lambda_1.$$

Nous supposerons que l'on ait adopté cette solution, qui réduit le travail virtuel des forces centrifuges des deux corps à l'expression :

$$\frac{Pa\lambda\omega^2}{g}(\sin\alpha + \cos\alpha)\,d\alpha.$$

872 — Considérons en second lieu, au point de vue des forces centrifuges, l'ensemble des huit tiges. Nous remarquerons d'abord que la moitié supérieure du losange OO′, si on la réunit par la pensée à la partie inférieure du losange OO″, donne avec elle, en raison de la symétrie, le même résultat que le faisceau des quatre branches concourantes : OB, OB_1, OC, OC_1. Or, je dis que ce dernier fournit un total nul. Il en sera dès lors de même pour tout l'ensemble.

Considérons en effet la tige OC. Si ϖ désigne son poids par unité de longueur, $\frac{\varpi dx}{g}$ sera la masse d'un élément dx situé à la distante x de l'articulation O. Il a pour rayon de rotation $a + x\sin\alpha$, et comme force centrifuge :

$$\frac{\varpi dx}{g}\omega^2(a + x\sin\alpha).$$

Le déplacement virtuel étant $xd\alpha$, sa projection sur la direction de la force est $xd\alpha.\cos\alpha$, et par suite le travail virtuel :

$$\frac{\varpi dx}{g}\omega^2(a + x\sin\alpha)\,x\cos\alpha d\alpha,$$

ce qui donne pour la tige entière :

$$\frac{\varpi\omega^2\cos\alpha}{g}d\alpha\int_0^l (a + x\sin\alpha)\,xdx,$$

ou en effectuant :

$$\frac{\varpi\omega^2\cos\alpha}{g}\left(\frac{al^2}{2} + \frac{l^3}{3}\sin\alpha\right).$$

Quant à la tringle OC_1, les inclinaisons sont les mêmes, mais le rayon de rotation a pour valeur $a - x \sin \alpha$. En outre, la projection du chemin virtuel devient négative, car elle est dirigée vers l'axe de rotation. Le résultat sera donc, si l'on opère ces divers changements dans l'expression précédente :

$$-\frac{\varpi\omega^2 \cos \alpha}{g}\left(\frac{al^2}{2} - \frac{l^3}{3} \sin \alpha\right),$$

d'où il résulte pour l'ensemble des tiges OC et OC_1 :

$$\frac{2\varpi\omega^2 l^3}{3g} \sin \alpha \cos \alpha.$$

Pour passer de là au groupe OB, OB_1, il nous faut changer α en $90 - \alpha$, ce qui n'altère pas le produit $\sin \alpha \cos \alpha$. Mais les signes des déplacements virtuels se trouveront respectivement intervertis; car, dans la rotation que subit le varlet rectangulaire, OC s'écarte de l'axe, tandis que OD s'en rapproche; et l'inverse a lieu pour OC_1, OD_1. Le résultat sera donc égal et de signe contraire au précédent; ce qui donne zéro pour l'ensemble des quatre branches concourantes, et finalement pour celui des deux losanges.

873 — Arrivons maintenant au travail virtuel de la pesanteur. Le poids P de la boule D a pour travail virtuel :

$$-P\lambda \sin \alpha d\alpha,$$

et celui de D_1 :

$$-P\lambda \cos \alpha d\alpha.$$

Le manchon A', auquel est appliqué la force Q', éprouve un déplacement vertical double de celui du point B. Il donne donc lieu au travail :

$$-2Q'l \sin \alpha d\alpha.$$

On a de même pour A'' :

$$-2Q''l \cos \alpha d\alpha.$$

Quant aux côtés des losanges articulés, si nous réunissons par la pensée les deux éléments égaux qui sont situés en M et M', nous pouvons en condenser la masse au milieu N de la distance qui les sépare. Ce point s'élève de la quantité $-\, l \cos\alpha\, d\alpha$. Si donc p désigne le poids effectif de l'une des tiges, nous aurons pour tout l'ensemble du parallélogramme supérieur :

$$-\, 4pl \cos \alpha d\alpha.$$

Le losange inférieur donnera de même :

$$-\, 4pl \sin \alpha d\alpha.$$

874 — Finalement l'équation des travaux virtuels devient par la réunion des divers résultats précédents, et la suppression du facteur commun $d\alpha$:

$$(11) \left\{ \begin{array}{l} \dfrac{Pa\lambda\omega^2}{g}(\sin\alpha + \cos\alpha) = \\ (P\lambda + 2Q'l + 4pl)\sin\alpha + (P\lambda + 2Q''l + 4pl)\cos\alpha. \end{array} \right.$$

Pour réaliser l'isochronisme, nous devons égaler séparément à zéro les coefficients de $\sin\alpha$ et $\cos\alpha$, ce qui fournit les deux égalités :

$$\frac{Pa\lambda\omega^2}{g} = P\lambda + 2l(Q' + 2p) = P\lambda + 2l(Q'' + 2p),$$

ou sous une autre forme :

$$(12) \qquad Q' = Q'' = P\frac{\lambda}{2l}\left(\frac{a\omega^2}{g} - 1\right) - 2p.$$

Nous obtenons ainsi les valeurs égales nQ', nQ'' qu'il faudra donner au poids des manchons accompagnés de leurs surcharges, pour réaliser la vitesse constante ω.

Il suffira, si l'on veut pouvoir la régler à volonté, de se ménager un moyen de modifier les surcharges.

§ 4

THÉORIE GÉNÉRALE

875 — *Théorie générale.* — On peut généraliser la question[1], et montrer que l'isochronisme est réalisable avec une masse unique convenablement déterminée. La figure schématique 540

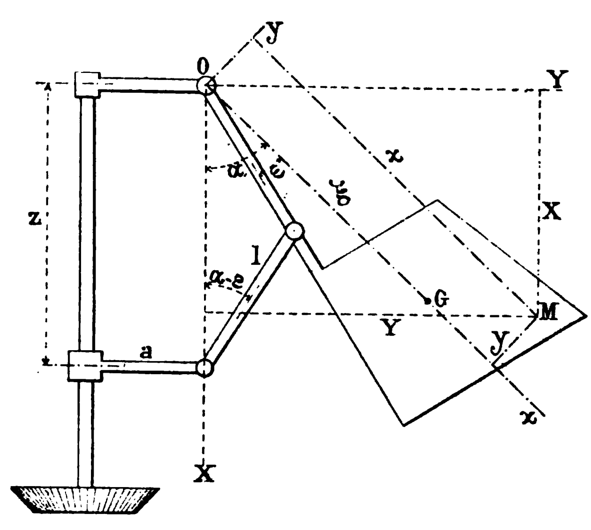


Fig. 540.

représente la moitié de l'appareil, que nous supposons symétrique par rapport à l'axe de rotation. Aux deux potences que l'on monte, l'une sur cet axe lui-même, l'autre sur le manchon mobile, sont articulées deux tiges de longueur l, formant la moitié d'un

[1] Yvon Villarceau (*Exposé concernant les régulateurs isochrones à ailettes*, in-8°, Vendôme. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 3 et 10 juin 1872). — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Notes de M. Gustave Richard, p. 592. — *Bulletin de la Société d'encouragement*, 3e série, t. II, p. 687. — *Génie civil*, t. IV, p. 336. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 299. — *La Lumière électrique*, t. IX, p. 67. — *Revue industrielle*, 1876, p. 145. — *La Nature*, 19 février 1876, p. 187. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. LXXIV, p. 1437. — *Revue des Sociétés savantes*, 2e série, t. IV, 1869.

losange articulé. La branche supérieure, qui oscille sur la charnière O, se termine par un solide de forme quelconque. Nous représenterons par $\alpha - \varepsilon$ l'écart qui la sépare de la verticale, en marquant par ε l'angle fixe que fait cette branche avec la droite Ox, tirée de la charnière O au centre de gravité G de l'ailette.

Nous rapporterons les divers points matériels de ce corps au système de coordonnées mobiles xOy. Nous emploierons en même temps un système fixe de coordonnées XOY dirigées suivant l'horizontale et la verticale. On passera des unes aux autres au moyen des formules :

$$X = x \cos \alpha - y \sin \alpha,$$
$$Y = x \sin \alpha + y \cos \alpha.$$

Occupons-nous d'écrire l'équation d'équilibre relatif entre les forces centrifuges et les forces réelles, qui sont ici le poids Q de l'ailette, appliqué en G, et celui P du manchon mobile avec sa surcharge.

876 — Nous réduirons les forces centrifuges à celles de l'ailette, en négligeant pour plus de simplicité la branche inférieure du losange. Leur travail virtuel est le produit du déplacement angulaire $d\alpha$ par la somme de leurs moments relatifs à la charnière O. Pour évaluer ces derniers, il est permis de raisonner comme si tout le système était aplati dans le plan de la figure.

Le rayon de rotation de la masse élémentaire m d'un point quelconque M est $Y + a$, sa force centrifuge $m\omega^2(Y + a)$, et le bras de levier de cette dernière X. Le moment sera donc :

$$m\omega^2 X (Y + a).$$

En ajoutant ces expressions pour tout l'ensemble du corps, et substituant pour X et Y leurs valeurs, il vient :

$$\omega^2 \Sigma m (x \cos \alpha - y \sin \alpha)(x \sin \alpha + y \cos \alpha + a),$$

ou en développant :

$$\omega^2 \begin{bmatrix} a\,(\cos\alpha\,\Sigma mx - \sin\alpha\,\Sigma my) \\ + \sin\alpha\cos\alpha\,\Sigma m\,(x^2 - y^2) + (\cos^2\alpha - \sin^2\alpha)\,\Sigma mxy \end{bmatrix}.$$

Or on a identiquement :

$$\Sigma mx = M\xi, \qquad \Sigma my = 0,$$

en désignant par ξ la distance OG du centre de la gravité à la charnière.

D'un autre côté, le travail de la pesanteur n'introduira pas de nouveaux termes du second degré en $\sin\alpha$ et $\cos\alpha$; et comme, pour l'isochronisme, ceux-ci doivent s'évanouir identiquement, il nous faut poser séparément :

$$(13) \qquad \Sigma mxy = 0, \qquad \Sigma mx^2 = \Sigma my^2.$$

Telles sont les conditions nécessaires de constitution auxquelles doit préalablement satisfaire le corps[1]; ce qui sera d'ailleurs facile d'une infinité de manières au gré du constructeur.

En les supposant remplies, le moment des forces centrifuges se réduit à $M\omega^2 a\xi\cos\alpha$, ce qui donne pour leur travail virtuel :

$$(14) \qquad M\omega^2 a\xi\cos\alpha\, d\alpha.$$

877 — Le poids Mg de l'ailette, appliqué en G, a pour bras de levier $\xi\sin\alpha$. Son moment est de signe contraire au précédent. Son travail virtuel a donc pour valeur :

$$(15) \qquad -Mg\xi\sin\alpha\, d\alpha.$$

[1] Haton de la Goupillière. Mémoire sur une théorie nouvelle de la géométrie des masses. *Journal de l'École Polytechnique*, t. XXI, 37e cahier, p. 35.

Quant au poids P du manchon et de la surcharge, nous n'en devons rattacher que la moitié à la partie de l'appareil sur laquelle portent nos raisonnements. Si z marque la distance de ce corps à l'articulation supérieure, le travail virtuel aura pour expression :

$$-\frac{P}{2}\,dz.$$

Nous invoquerons, pour éliminer cette variable, l'identité :

$$z = 2l \cos(\alpha - \varepsilon),$$
$$dz = -2l \sin(\alpha - \varepsilon)\,d\alpha,$$

ce qui donne pour l'expression du travail :

$$Pl(\sin\alpha\cos\varepsilon - \cos\alpha\sin\varepsilon)\,d\alpha.$$

878 — Quand on égale à zéro la somme de ces divers termes, $d\alpha$ disparaît de lui-même, et il reste :

$$(16)\qquad (M\omega^2 a\xi + Pl\sin\varepsilon)\cos\alpha - (Mg\xi + Pl\cos\varepsilon)\sin\alpha = 0.$$

Pour que ce résultat conduise à une identité, indépendamment de la valeur de α, il nous faut poser :

$$(17)\qquad Pl\sin\varepsilon = -M\omega^2 a\xi,$$

$$(18)\qquad Pl\cos\varepsilon = -Mg\xi.$$

Cette dernière égalité exprime une nouvelle condition de constitution que doit remplir le corps, pour être capable de procurer l'isochronisme. La première fait alors connaître la vitesse de ce régime, en fonction des divers éléments du système. Elle permettra par suite de disposer de l'un de ceux-ci, en vue de régler à volonté l'allure.

879 — *Régulateur Cosinus.* — On doit à M. Buss [1] un appareil qui est très répandu sous le nom de *régulateur Cosinus* [2]. Il réalise théoriquement le type précédent (fig. 541) au moyen d'un varlet à boules égales et à tiges de même longueur, qui satisfait évidemment aux conditions (13). On peut également associer ensemble deux varlets dissymétriques, mais inverses, dont les influences se compenseront mutuellement, pour satisfaire à ces relations. Un bras agit sur un coulisseau pour soulever le manchon avec sa surcharge; et l'on a soin de l'établir conformément à l'équation (18), de manière à réaliser une vitesse angulaire ω qui reste liée aux éléments du mécanisme par la formule (17).

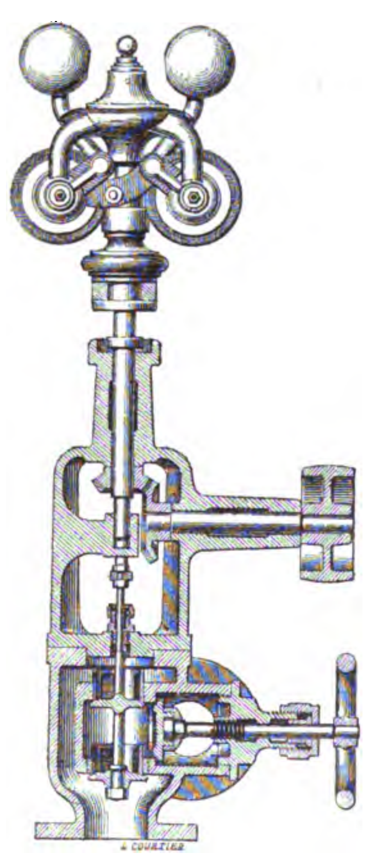


Fig. 541. — Régulateur Buss. (Coupe verticale).

(1) Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, p. 227. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Notes de G. Richard, p. 591. — Dwelshauvers-Dery (*Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 38 et 58. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXI, 1872, p. 237).

(2) Cette expression, qui pourrait d'ailleurs tout aussi bien convenir à un grand nombre d'autres régulateurs isochrones, provient de ce qu'après qu'on a satisfait aux conditions (13), le travail virtuel des forces centrifuges (14) reste proportionnel au cosinus de l'écart; et qu'il en est aussi de même de la totalité des travaux virtuels (16), quand on a rempli en outre la condition (18).

§ 5

PUISSANCE ET SENSIBILITÉ

880 — *Puissance.* — Un régulateur doit posséder la puissance nécessaire pour mouvoir efficacement la distribution au moment voulu. Il lui est à cet effet nécessaire d'y affecter un travail réel d'une certaine importance. On trouvera ce dernier dans l'excès de la force centrifuge nouvelle sur son ancienne valeur, c'est-à-dire dans la fonction $\Omega^2 - \omega^2$ ou $(\Omega - \omega)(\Omega + \omega)$. Mais puisque, parmi les deux facteurs de ce produit, l'on désire restreindre le plus possible la variation d'allure $\Omega - \omega$, il faut amplifier en sens inverse la vitesse moyenne $\frac{\Omega + \omega}{2}$, et comme conséquence la force centrifuge du régime normal.

Il s'ensuit que, pour tenir en équilibre d'une manière permanente une force de cette importance, il est nécessaire de disposer d'un grand travail virtuel de la part du poids du manchon. Il faut donc lui attribuer, dans la constitution du système, ou bien une grande masse, ou un grand déplacement. C'est ordinairement le premier moyen que l'on adopte, et pour ce motif on voit dans certains régulateurs d'énormes poids. Toutefois nous rencontrerons plus loin (n° 901) une tentative qui a été faite précisément en se plaçant au second point de vue.

881 — *Sensibilité, stabilité.* — Supposons que le régulateur ait été mis en état de surmonter efficacement l'effort Φ que lui opposent les résistances passives et les forces d'inertie du mécanisme de distribution, ainsi que de la connexion qui les relie. Dans l'établissement d'un projet de machine, on peut former *a priori* une expression, approximative tout au moins, de cette résultante en fonction de l'écartement variable α. Pour un moteur déjà construit et en fonctionnement, il existerait également des moyens de la mesurer expérimentalement. Supposons donc connue la valeur de cette

force, et cherchons à reconnaître son influence sur la sensibilité du régulateur.

Je reprendrai, pour faciliter ces explications en fixant les idées, l'exemple du régulateur de Rolland. Nous devrons, pour la partie de l'appareil sur laquelle ont porté nos raisonnements du n° 870, adjoindre la force $\frac{\Phi}{n}$ au poids Q″ de la charge A″ qui est chargée d'actionner le distributeur. Il faudra donc changer dans l'équation (11) Q″ en $Q'' \pm \frac{\Phi}{n}$; le double signe étant destiné à nous permettre d'embrasser dans un seul calcul le cas de la manœuvre montante (pour laquelle la résistance est dirigée vers le bas), ainsi que l'hypothèse inverse.

Si, dans ces conditions, nous appelons Ω la vitesse angulaire, pour la distinguer de celle ω qui correspond à l'isochronisme sans résistance, cette relation deviendra par là :

$$\frac{Pa\lambda\Omega^2}{g}(\sin\alpha + \cos\alpha)$$
$$= (P\lambda + 2Q'l + 4pl)\sin\alpha + \left(P\lambda + 2Q''l \pm 2\frac{\Phi}{n}l + 4pl\right)\cos\alpha;$$

ce qui donne, en retranchant membre à membre avec l'égalité (11) :

$$\frac{Pa\lambda}{g}(\Omega^2 - \omega^2)(\sin\alpha + \cos\alpha) = \pm\frac{\Phi}{n}l\cos\alpha.$$

On en tire :

$$\Omega^2 = \omega^2 \pm \frac{2lg}{nP\lambda a}\cdot\frac{\Phi}{1+\operatorname{tang}\alpha},$$

c'est-à-dire :

$$\Omega = \omega\sqrt{1 \pm \frac{2lg}{nP\lambda a\omega^2}\cdot\frac{\Phi}{1+\operatorname{tang}\alpha}},$$

ou en extrayant approximativement la racine carrée (¹), et formulant

(¹) D'après la remarque du n° 748, note 1.

séparément ses deux valeurs :

$$\Omega' = \omega \left(1 + \frac{lg}{nP\lambda a\omega^2} \cdot \frac{\Phi}{1 + \text{tang}\,\alpha}\right),$$

$$\Omega'' = \omega \left(1 - \frac{lg}{nP\lambda a\omega^2} \cdot \frac{\Phi}{1 + \text{tang}\,\alpha}\right).$$

Nous sommes en effet autorisés, pour cette approximation, à regarder comme une faible quantité celle qui, sous le radical, se trouve précédée du double signe; car s'il en était autrement, ce serait l'indice que l'appareil aurait été établi dans des conditions détestables; le produit de ce terme par 2ω représentant la différence des deux vitesses de démarrage Ω' et Ω'' vers le haut ou vers le bas, écart qui doit rester peu considérable.

882 — On mesure précisément ce que l'on appelle la *sensibilité* du régulateur par le rapport de cette quantité $\Omega' - \Omega''$ à la moyenne arithmétique de ces deux vitesses, ou plus simplement à leur somme $\Omega + \Omega''$:

$$\frac{\Omega' - \Omega''}{\Omega' + \Omega''} = \frac{lg}{nP\lambda a\omega^2} \cdot \frac{\Phi}{1 + \text{tang}\,\alpha}.$$

On voit que cette valeur varie avec l'angle α. Pour obtenir, comme il est désirable, une caractéristique fixe, on envisage l'écart spécial α_0 qui correspond au maximum Φ_0 de la résistance opposée par la distribution à sa manœuvre par le régulateur. C'est alors à cette situation, la plus défavorable de toutes, que l'on s'attache pour l'appréciation qui nous occupe, en posant :

$$(19) \qquad \left(\frac{\Omega' - \Omega''}{\Omega' + \Omega''}\right)_0 = \frac{lg}{nP\lambda a\omega^2} \cdot \frac{\Phi_0}{1 + \text{tang}\,\alpha_0}$$

Nous voyons, d'après cette expression, que l'on a intérêt à augmenter le nombre n des appareils élémentaires, qui sont associés dans des plans équidistants pour constituer l'ensemble du régulateur. Cet artifice permet en même temps de diminuer individuellement l'importance des boules capables d'un effort déterminé;

par suite aussi le diamètre des articulations qui les supportent, et enfin le travail des frottements correspondants, c'est-à-dire la valeur de Φ_0.

Il sera également avantageux d'augmenter la longueur *a* de la potence, et de diminuer le côté *l* des losanges; double condition qui favorise d'ailleurs l'installation des *n* systèmes élémentaires dans le voisinage de l'axe.

883 — En ce qui concerne les boules, la sensibilité sera d'autant plus satisfaisante que leur poids P et leur bras de levier λ seront plus notables. L'accroissement de ce dernier n'entraîne aucun inconvénient. On peut, au contraire, en trouver au premier abord à augmenter le poids, attendu qu'on développe ainsi les frottements, et par suite la valeur de Φ_0. Toutefois cette influence indirecte restera peu importante, et nous devons au contraire en signaler d'autres, qui tendent à recommander l'emploi des lentilles massives.

Tout d'abord on y trouve l'avantage de concilier, dans une certaine mesure, la *stabilité* avec la *sensibilité*. Cette dernière, en effet, pour constituer une qualité vraiment précieuse, ne doit pas être confondue avec l'*affollement* du régulateur sous les moindres influences [1]. La masse des boules qui entre comme facteur dans l'expression de leur force centrifuge est destinée à fournir la puissance motrice capable de surmonter les résistances qui s'opposent au mouvement de la distribution. Si, à force de s'attacher à diminuer ces divers obstacles, on arrivait à se contenter de masses très réduites, les moindres perturbations leur deviendraient comparables, et la sensibilité entrerait en jeu d'une manière incessante. Lorsque, au contraire, la résistance à vaincre reste notable, le modérateur recouvre une certaine stabilité. On a parfois, d'après ces vues, amélioré des régulateurs désordonnés en y créant un supplément de frottement, par le serrage d'une articulation. Ce remède

[1] Léauté. Sur la théorie des régulateurs. *Revue générale des sciences pures et appliquées*, 30 octobre 1890, p. 625. — Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878. p. 283. — Sauvage. *Annales des mines*, 8e série, t. XVII, p. 497. — Pichault. *Génie civil*. [illegible] p. [illegible]

singulier réussissait à ramener une allure normale. Quelquefois aussi, on introduit la résistance permanente d'un frein à huile.

D'autres motifs encore doivent faire éviter l'emploi des régulateurs ultra-sensibles, qui jouent à l'occasion des plus faibles variations. Il convient, en effet, de laisser au volant sa part normale d'action pour éteindre l'effet de ces influences légères pendant le cours de la période du mouvement de rotation, et de se rappeler que la principale fonction du régulateur est bien plutôt d'équilibrer, de révolution en révolution, le total de la production de puissance motrice avec la résistance. Si le volant était insuffisant, le régulateur ne pourrait convenablement le remplacer. Par exemple, quand ce dernier vient à fonctionner lorsque la vapeur est coupée, son effet reste nul, et ne peut se faire sentir qu'à la course suivante. Pendant ce temps, la vitesse a le temps de varier d'une manière sensible; tandis que le rôle du volant est incessant et sans intermittence.

884 — *Oscillations à longue période.* — Nous nous sommes, dans les calculs précédents, placé uniquement au point de vue du *repos* relatif, tandis que l'action utile du régulateur ne se développe précisément que par le *mouvement* relatif qui résulte de sa déformation, pour se communiquer au mécanisme de distribution. Examinons maintenant de plus près ce côté de la question.

Supposons que, l'appareil ayant pris son équilibre relatif pour la vitesse réglementaire ω sous un écart α, on vienne à supprimer subitement une partie de la résistance industrielle que l'on était en train de surmonter. La vitesse de rotation va, comme conséquence, acquérir des valeurs Ω progressivement croissantes à partir de ω, avec une accélération angulaire $\frac{d\Omega}{dt}$ d'ailleurs atténuée par l'effet du volant. Les forces centrifuges, qui sont fonction de Ω, croissent en même temps. Le mouvement relatif d'écartement des boules se développe avec une vitesse angulaire propre $\frac{d\alpha}{dt}$ (qu'il ne faut pas confondre avec Ω, ou $\frac{d\varphi}{dt}$), et une accélération angulaire $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$.

Si le système se réduisait à un solide unique tournant sur une charnière, cette accélération serait en raison inverse du moment d'inertie de ce corps. Dans la réalité, le dénominateur de son expression sera plus ou moins compliqué par l'influence des autres pièces du régulateur et de la distribution. Tenons-nous-en cependant, pour plus de simplicité, à la première conception, et distinguons deux cas, selon que la valeur de ce moment d'inertie est très faible, ou au contraire d'une grande importance.

885 — Dans la première hypothèse, l'accélération $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ sera intense. La vitesse d'écartement $\frac{d\alpha}{dt}$ atteindra rapidement une grande valeur, et l'écart α arrivera en très peu de temps à l'angle d'équilibre α_1, qui est compatible avec le changement apporté dans la distribution du travail moteur par le déplacement $\alpha_1 - \alpha$.

Dans un aussi bref délai, la vitesse Ω, qui est proportionnelle à celle de l'arbre du volant, n'a pu s'accroître que fort peu au delà de ω. Les forces centrifuges, sans être précisément celles qui sont capables de l'équilibre relatif pour la position α_1, lequel exigerait rigoureusement la vitesse ω, en seront cependant peu différentes. Cette nuance suffira néanmoins pour faire dépasser légèrement la position α_1, jusqu'à une autre α_2. On aura par là trop diminué l'admission; ce qui laisse maintenant le travail moteur en déficit, et non en équilibre.

Il s'opérera par suite inévitablement une réaction en sens inverse, de Ω vers ω, avec ralentissement général, et rétrogradation de α_2 vers α_1. Pour les mêmes motifs, ce retour en sens contraire s'effectuera dans un laps de temps fort court. On dépassera donc très peu la position α_1 pour en atteindre une autre α_3, et continuer ainsi alternativement. A travers des oscillations aussi faibles, et bientôt éteintes, le régime voulu finira par se trouver rétabli.

886 — Mais il en sera tout autrement si nous supposons un moment d'inertie considérable. L'accélération $\frac{d^2\alpha}{dt^2}$ est alors peu im-

portante, et l'écart varie lentement. Lorsque la valeur α_1 est atteinte, l'effet de la diminution préalable de la résistance a eu le temps d'emmagasiner une quantité appréciable de force vive dans le volant. La vitesse Ω est devenue notablement supérieure à ω. Les forces centrifuges sont dès lors beaucoup trop grandes pour l'équilibre, et leur excès conduira le système jusqu'à une position α'_2 sensiblement plus éloignée que celle α_2 qui correspondait au cas précédent. Elle ira même la plupart du temps jusqu'à la butée qui est destinée à mettre une limite aux excursions excessives.

A son tour le recul s'opérera avec lenteur, pour la même raison; et l'on dépassera beaucoup la position α_3, en α'_3, sans doute même jusqu'à la butée opposée. Les oscillations seront donc, dans ce cas, d'une grande amplitude et d'une lenteur caractéristique; de telle sorte qu'avant que l'on puisse réaliser le rétablissement du régime normal, on aura le temps de voir naître quelque autre incident qui remettra tout en question. On arrive ainsi à une marche absolument incohérente (¹).

Ce défaut des longues oscillations a été reconnu par les praticiens, avant même que la théorie eût entrepris d'en rendre compte (¹). Nous venons de voir que le moyen d'y remédier consiste à diminuer le moment d'inertie $P\lambda^2$. Pour un degré déterminé de sensibilité, c'est-à-dire pour une même valeur du moment $P\lambda$ (éq. 19, p. 467), ce moment d'inertie reste proportionnel à λ. Nous sommes donc conduits à diminuer ce bras de levier, et par conséquent, pour conserver la constance du produit $P\lambda$, à augmenter en raison inverse le poids P. De là un nouveau motif d'employer de grosses boules, à l'extrémité de courts bras de levier.

(¹) Les effets de cette nature ne se produisent pas avec les regulateurs statiques, tels que le gouverneur de Watt. Pour ceux-ci, l'écart est fonction de la vitesse angulaire. L'angle α croît alors en même temps que ω. Il finit par atteindre un maximum, ce qui suppose à ce moment la condition $\frac{d\alpha}{dt}=0$, laquelle entraîne également $\frac{d\omega}{dt}=0$. La vitesse ω ne s'accroît pas non plus au delà, et ne donne pas lieu aux oscillations inhérentes aux régulateurs isochrones, pour lesquels il n'existe, à l'inverse du cas actuel, aucune liaison entre α et ω. Dans le cas du régulateur statique, la vitesse conserve sans alternatives la valeur qu'elle vient d'atteindre. Malheureusement ce n'est plus la vitesse voulue, et tel est l'écueil qui nous a engagé ci-dessus dans la recherche de l'isochronisme (n° 865).

887 — *Régulateurs quasi-isochrones.* — Le défaut essentiel des régulateurs astatiques sur lequel nous venons d'insister a fini par déterminer chez les constructeurs une tendance à déserter le terrain de la rigueur, pour se contenter *d'un degré déterminé d'isochronisme*, que l'on cherche à concilier avec une suffisante stabilité ([1]) en laissant à la différence $\Omega' - \Omega''$ (éq. 19, p. 467) une certaine marge ([2]).

Quant à fixer d'une manière générale le degré de l'une et de l'autre de ces deux qualités qu'il convient d'allier ensemble, ce n'est pas une question que la théorie semble pouvoir trancher *a priori* d'une manière générale. On peut dire jusqu'à un certain point que le régulateur et le moteur sont faits l'un pour l'autre. Ils s'influencent mutuellement dans leurs propriétés; et tel modérateur, parfaitement adapté à une machine déterminée, ne donnera plus les mêmes résultats si on l'installe sur un autre moteur, ou avec un volant d'importance différente ([3]).

888 — *Régulateur Andrade.* — On doit à M. Andrade ([4]), ingé-

([1]) Léauté (Mémoire sur les oscillations à longue période. *Journal de l'École Polytechnique*, 55e cahier. — *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, t. C, p. 154). — Bérard et Léauté. Sur les moyens de réduire les accroissements de vitesse. *Mémorial des poudres et salpêtres*, t. II. — Worms de Romilly. *Annales des mines*, 7e série, t. I, p. 55. — Rolland (Sur les effets des variations du travail et les moyens de les régulariser. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 8 janvier 1872, p. 99. — Sur la théorie dynamique des régulateurs. *Ibidem*, 14 août 1876, p. 418). — Hirsch. *Cours de machines à vapeur* de l'École des ponts et chaussées, feuilles autographiées. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 293. — Marié. *Annales des mines*, 7e série, t. XIV, p. 450; 8e, XII, 193. — Wischnegradski (*Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 31 juillet 1876, p. 318. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. IV, p. 1; V, 192).

([2]) Léauté (Isochronisme à un degré déterminé, se rapprochant plus ou moins de l'isochronisme rigoureux. *Revue des travaux scientifiques*, septembre 1881, p. 758. — Sur un procédé permettant d'obtenir un degré donné d'isochronisme. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 25 août 1878, 1er septembre 1879. — Sur un perfectionnement applicable à tous les régulateurs à force centrifuge. *Journal de l'École Polytechnique*, 47e cahier. — Note sur les régulateurs. *Éléments de construction de machines* par Unwin. Traduction de Bocquet. — *Génie civil*, t. X, p. 96). — Pichault. Étude sur les régulateurs de vitesse et sur un nouveau régulateur à boules et à isochronisme approprié. *Génie civil*, 1881, p. 202, 233, 265, 286, 313, 385, 400. — Régulateur Pichault. Victor Lebeau. *Des régulateurs appliqués aux machines*, 1890, p. 64. — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. II, p. 249.

([3]) Hirsch. *La Mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 281.

([4]) Résal. *Annales des mines*, 7e série, t. XIII. — Marié. *Ibidem*, 7e série, t. XIV,

nieur du Corps des constructions navales, un régulateur compris dans la catégorie de ceux que l'on peut à volonté rapprocher de l'isochronisme, sans que toutefois il y rentre rigoureusement par son principe.

Il se compose (fig. 542) d'un double pendule de Watt BOB′, de longueur l, auquel on adapte un losange articulé LMNN′. Un des sommets L de cet organe caractéristique est fixé sur l'axe de rotation, à une distance OL du sommet égale au côté a du losange. Le second M est adapté au manchon mobile, qui actionne la distribution au moyen du levier O′H et de la tringle HK. Les deux autres N et N′ sont portés par des coulisseaux engagés dans des rainures pratiquées longitudinalement sur les bras du pendule.

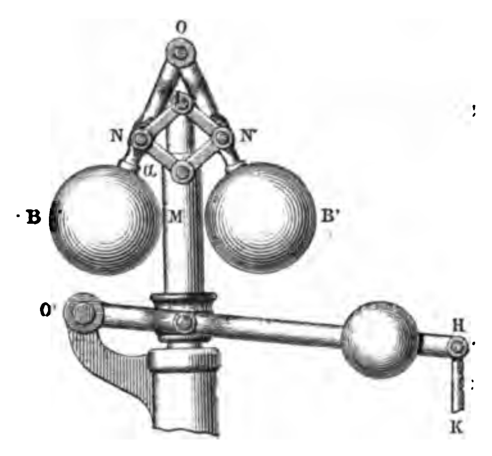


Fig. 542. — Régulateur Andrade (élévation).

Si P désigne le poids de l'une des lentilles, le travail virtuel des forces centrifuges sera pour l'ensemble de ces deux boules (n° 860 et 863) :

$$2\frac{P}{g}\omega^2 l^2 \sin\alpha \cos\alpha d\alpha,$$

et celui de leur poids (n° 863) :

$$-2Pl \sin\alpha d\alpha.$$

Appelons Q l'ensemble du poids du manchon avec sa surcharge et de

p. 482. — Lebeau. *Des Régulateurs appliqués aux machines à vapeur*, 1890, p. 48. — Buchetti. *Les Machines à vapeur actuelles*, p. 223. — Uhland. *Les Nouvelles Machines à vapeur*, p. 94. — *Revue industrielle*, 1876, p. 165. — *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 55. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, septembre 1878, p. 194. — *Les Mondes*, t. XXXIX, p. 655.

la résistance que lui oppose la distribution, réduite d'après le rapport des bras de levier, de manière à être appliquée par la pensée en M. Le travail virtuel de cette force sera (n° 863) :

$$Qdz,$$

en appelant z la distance MO, qui a pour valeur :

$$z = a + 2a \cos 2\alpha,$$
$$dz = -4a \sin 2\alpha d\alpha = -8a \sin \alpha \cos \alpha d\alpha.$$

L'équation d'équilibre sera d'après cela, en la débarrassant de suite du facteur commun $2 \sin \alpha d\alpha$, dont nous écartons comme ci-dessus les racines α_2 et α_3 (n° 859) :

$$\frac{P}{g} \omega^2 l^2 \cos \alpha - Pl - 4Qa \cos \alpha = 0.$$

On en déduit :

$$\omega^2 = \frac{4Qag}{Pl^2} + \frac{g}{l \cos \alpha}.$$

La valeur de la vitesse angulaire n'est donc pas indépendante de α. Aussi le modérateur Andrade ne rentre-t-il pas théoriquement dans la catégorie des régulateurs rigoureusement isochrones. Mais il dépend du constructeur de l'y rattacher au degré voulu, que nous devons d'ailleurs (n° 887) laisser à dessein limité. Il suffit à cet effet de disposer arbitrairement de l'un des éléments de l'appareil, de manière à imposer la valeur que l'on jugera convenable au rapport :

$$4 \frac{Qa}{Pl} \cos \alpha_0,$$

du terme constant de l'expression précédente au maximum du terme variable, lequel correspond au plus grand écart α_0 que la butée permette au pendule.

889 — *Méthode graphique de M. Dwelshauvers-Dery.* — M. Dwelshauvers Dery a imaginé une méthode graphique fort intéressante [1] pour *ausculter,* suivant son expression, les divers types de régulateurs, au moyen d'un tracé graphique représentant toute l'étendue de leur allure réelle. Il s'est proposé notamment de tenir un compte effectif de la résistance opposée au jeu du modérateur par la connexion qui le réunit à la distribution, et par ce dernier organisme lui-même.

A l'inverse de la pesanteur et de la force centrifuge, qui agissent toujours dans le même sens, les résistances passives se retournent diamétralement, suivant que le manchon tend à monter ou à descendre pour manœuvrer la distribution dans un sens ou dans l'autre. De là deux vitesses extrêmes d'équilibre, relatives à chaque situation du manchon, que nous avons désignées ci-dessus par Ω' et Ω'', et entre lesquelles l'allure reste libre de varier sans arriver à faire jouer le régulateur. De là, en un mot, un intervalle d'*insensibilité* ou de *stabilité;* lequel d'ailleurs, pourvu qu'on le renferme dans de justes limites, doit, ainsi que nous l'avons déjà dit, être considéré comme avantageux, en vue d'éviter l'affolement de l'appareil sous les plus minimes influences.

Pour construire son double graphique, de montée et de descente, l'auteur porte en abscisses les vitesses angulaires, et en ordonnées les hauteurs du manchon [2]. Dans ces conditions, un régulateur rigoureusement isochrone fournirait un diagramme purement vertical; puisque le mobile peut alors occuper toutes les positions pour une seule et même vitesse, lorsque l'on suppose nulle la résistance. Mais nous avons reconnu (n° 882) que cette dernière ne doit pas en réalité, sous peine de fausser le fonctionnement, descendre

[1] Dwelshauvers-Dery (Une nouvelle méthode pour l'étude des régulateurs. *Bulletin de la Société industrielle de Mulhouse*, t. LIX, p. 33. — *Revue générale des sciences pures et appliquées*, 15 septembre 1890. — *Proceedings of the Institution of civil Engineers*, 1877). — Victor Lebeau. Des régulateurs. *Formules pratiques déduites de la théorie de MM. Beer et Dwelshauvers-Dery*, Liége, 1890, in-8°. — Sinigaglia. *Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 228. — Haton de la Goupillière. *Revue des travaux scientifiques*, t. IX, p. 494.

[2] M. Sinigaglia a construit également des *diagrammes polaires*. Les angles d'écart sont alors portés en azimut, et les rayons vecteurs sont proportionnels aux vitesses angulaires (*Traité des machines à vapeur*. Traduction de Billy, p. 257).

au-dessous d'un certain degré, et nous venons de rappeler qu'il faut apporter à l'isochronisme un certain tempérament. M. Dwelshauvers Dery s'attache donc spécialement à la considération du régulateur quasi-isochsone, qui permet au moteur d'exécuter un travail variable entre zéro et le maximum que l'on s'est fixé, sans que la vitesse de régime puisse sortir de l'intervalle des deux limites assignées d'avance.

A la clarté de ce procédé graphique, l'auteur étudie en particulier un certain nombre des principaux régulateurs de l'industrie, avec d'intéressants développements dans lesquels nous ne saurions le suivre ici.

CHAPITRE LI

RÉGULATEURS DIVERS

—

§ 1

RÉGULATEURS A FORCE CENTRIFUGE ET A RESSORT

890 — Les théories du chapitre précédent sont fondées sur l'opposition de la force centrifuge et de la gravité. Il existe une autre catégorie de régulateurs dans lesquels, après avoir éliminé l'influence de la pesanteur, on lui substitue l'emploi des ressorts pour la réalisation d'un semblable antagonisme.

Les conditions sont par là profondément changées, attendu que le poids constituait une force immuable, tandis que l'élasticité varie avec la déformation, tout comme la force centrifuge elle-même.

891 — *Régulateur Foucault.* — Le premier exemple de régulateur isochrone à ressort a été imaginé par Foucault [1]. Cet appareil est symétrique par rapport à l'axe de rotation, et il nous suffit de considérer l'une de ses moitiés (fig. 543). Son aspect présente au

(1) Foucault. *Comptes rendus de l'Académie des sciences*, 14 août 1865. — Résal. *Mécanique générale*, t. III, p. 210. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 318, 333. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les Machines*, p. 259. — Worms de Romilly. *Annales des mines*, 7e série, t. I, p. 38, 56. — Marié. *Ibidem*. 7e série, t. XIV, p. 454. — Du Moncel. *Lumière électrique*, t. IX, p. 66. — Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1872, t. XXXI, p. 240. — *Les Mondes*, 2 février 1865, 1er mai 1866, 20 juin 1867. — Haton de la Goupillière, *Traité des mécanismes*, p. 303.

premier abord une certaine analogie avec le gouverneur de Watt; mais il en diffère en ce que la charnière fixe F se trouve à la partie inférieure, et le manchon mobile M au sommet. L'articulation A qui réunit les deux tiges occupe le milieu de MB. Il s'ensuit que dans toutes les situations du système, la boule B ne quitte pas l'horizontale BF. Elle se trouve donc rigoureusement soustraite à l'action de la pesanteur, qui n'effectue aucun travail virtuel.

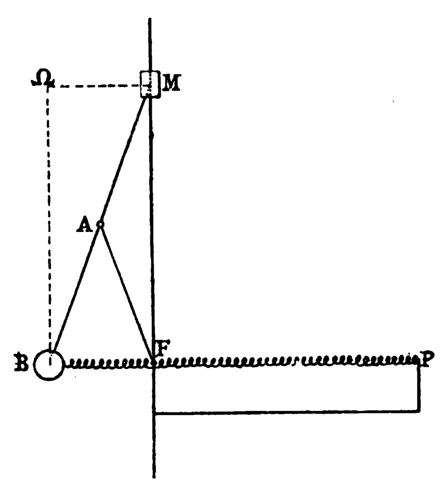


Fig. 513. — Régulateur Foucault. (Figure schématique.)

En revanche, elle est rattachée par le ressort BP à une potence P montée sur l'arbre et tournant avec lui. Ce ressort a pour longueur naturelle PF, et pour allongement FB. Si donc e désigne le coefficient d'élasticité qui lui est propre, la force centripète qu'il exerce sur la lentille aura pour valeur er. Le rayon de rotation r disparaît par conséquent de la relation qui égale cet effort à la force centrifuge $m\omega^2 r$; et si l'on a soin de déterminer ce ressort, en vue de la vitesse constante ω que l'on a entrepris de réaliser, de manière à satisfaire à la condition :

$$e = m\omega^2,$$

il y aura équilibre dans toutes les situations, et réalisation de l'isochronisme absolu.

On remarquera que la droite de longueur constante MB se meut entre les deux lignes rectangulaires fixes FM, FB ([1]). Son centre instantané se trouve donc à la rencontre Ω des normales MΩ, BΩ;

([1]) Ce qui constitue, avec la bride AF, égale à la moitié de MB, le *parallélogramme d'Evans*, dont tous les points décrivent des ellipses, à l'exception des extrémités M et B pour lesquelles cette courbe s'aplatit en ligne droite, et du milieu A où elle se renfle jusqu'à la forme circulaire (Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 186).

et les vitesses des points M et B sont en raison de ces droites, ou de BF et MF. Si donc on considère la boule B comme sollicitée à parcourir sa trajectoire par une force que représente la distance BF de ce point à l'articulation fixe F, celle que transmettra le manchon à la distribution, le sera de son côté par la distance MF de cet organe à la même articulation. En effet, les forces qui agissent aux extrémités de la barre MB doivent, pour son équilibre, être dans le rapport inverse des vitesses virtuelles de leurs points d'application.

892 — *Régulateur Deprez à ressort.* — M. Marcel Deprez a proposé un régulateur qu'il a cherché à mettre en mesure d'amortir de lui-même les longues oscillations inhérentes à l'isochronisme.

Sur l'articulation A (fig. 544) jouent deux systèmes symétriques par rapport à l'axe de rotation, et dont un seul a été ici représenté. Cette moitié est formée d'un varlet rectangulaire, dont l'une des branches porte la boule B. Nous supposons cette tringle assez longue pour que la lentille puisse être envisagée comme se mouvant horizontalement, et soustraite par conséquent à l'action de la pesanteur ([1]). L'autre branche, beaucoup plus courte, s'articule en C à une bielle CD, assez longue elle-même pour que nous puissions la considérer comme sensiblement verticale dans toutes les positions du système. Sous l'influence de

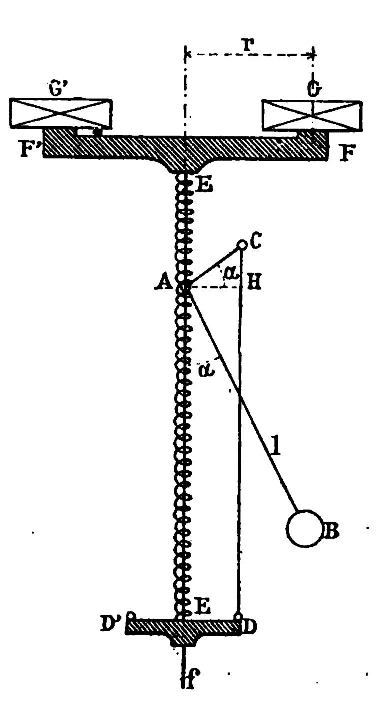


Fig. 544. — Régulateur Deprez à ressort.

([1]) De telles approximations sont d'autant plus justifiées, que nous savons (n° 887), qu'un certain écart par rapport à l'isochronisme rigoureux est *désirable* dans la pratique.

l'écartement des boules, les bielles soulèvent le plateau DD', qui coulisse sur l'axe f. Ce mouvement a pour effet de comprimer un ressort EE contre le plateau FF', qui participe à la rotation. Ce dernier frotte contre le disque fixe GG', avec une intensité qui croît comme la tension du ressort.

Pour établir l'isochronisme de ce régulateur, écrivons l'équilibre relatif des forces qui sollicitent le varlet, en égalant à zéro la somme de leurs moments par rapport à la charnière A. La force centrifuge $\frac{p}{g}\omega^2 l \sin\alpha$ de la boule B a pour bras de levier $l\cos\alpha$, et pour moment $\frac{p}{g}\omega^2 l^2 \sin\alpha\cos\alpha$.

Le ressort est disposé de manière à se trouver sans tension lorsque la boule est à bas, et que l'articulation C arrive sur l'horizontale AH. Le raccourcissement qu'il a subi est donc égal à CH, ou $\lambda\sin\alpha$; et sa tension peut être mise sous la forme $e\lambda\sin\alpha$. Le bras de levier de cette force est $\lambda\cos\alpha$, et son moment $e\lambda^2\sin\alpha\cos\alpha$; mais la moitié seulement $\frac{1}{2}e\lambda^2\sin\alpha\cos\alpha$ doit être équilibrée par celle des deux lentilles que nous avons considérée, à l'exclusion de l'autre.

On voit que les deux moments renferment le même facteur $\sin\alpha\cos\alpha$, qui disparaît de l'équation en assurant l'isochronisme. Il reste seulement comme condition à remplir, dans l'établissement du système :

$$p\omega^2 l^2 = 2ge\lambda^2.$$

893 — Montrons en second lieu que le frottement du plateau agit comme un frein puissant, pour amortir rapidement les oscillations inséparables de l'isochronisme.

Le travail ainsi détruit par seconde est le produit du chemin $2N\pi r$ (1), que décrit en une seconde la couronne frottante de rayon moyen r, par le coefficient de frottement f, et par la force du

(1) Nous désignons ici par N le nombre de tours par *seconde* de l'axe du *régulateur*, qu'il ne faut pas confondre avec le nombre n de tours par *minute* de l'arbre du *moteur*. Ces deux nombres, dont le dernier nous sert habituellement de caractéristique, restent proportionnels l'un à l'autre dans toutes les variations de l'allure.

ressort $e\lambda \sin \alpha$. En divisant cette valeur par 75, nous l'exprimerons en chevaux :

$$\frac{2 N\pi f e r \lambda \sin \alpha}{75}.$$

Mais on déduit de l'équation précédente :

$$\epsilon = \frac{1}{2} \frac{p}{g} (2N\pi)^2 \left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 = \frac{2N^2\pi^2 p l^2}{g\lambda^2}.$$

La puissance retardatrice devient par là :

$$\frac{4\pi^3}{75g} \cdot f \cdot \frac{N^3 p r l^2}{\lambda} \cdot \sin \alpha,$$

ou en effectuant :

$$0{,}1684 f \frac{N^3 p r l^2}{\lambda} \sin \alpha.$$

Si l'on admet la valeur 0,15 pour le coefficient f (que l'on n'a pas, comme à l'ordinaire, intérêt à diminuer dans le cas actuel), il viendra définitivement :

$$0{,}0252 \frac{N^3 p r l^2}{\lambda} \sin \alpha.$$

Pour nous faire une idée effective de ce résultat, envisageons les hypothèses suivantes :

$$N = 5; \quad p = 5^{kg}; \quad r = 0^m{,}5; \quad l = 0^m{,}5; \quad \lambda = 0^m{,}05.$$

On trouve alors :

$$39 \sin \alpha.$$

En admettant par exemple que le pendule se tienne dans les environs de 30 degrés, la puissance retardatrice serait de 20 chevaux, c'est-à-dire très considérable.

Un certain nombre d'autres dispositions ont encore été imaginées

par divers inventeurs, pour opposer l'action d'un ressort à la force centrifuge d'un appareil *à boules* (1).

894 — *Régulateur Duvoir.* — On a en outre proposé pour les masses tournantes des formes très différentes des boules et des lentilles.

Je citerai par exemple le régulateur *à anneau de Saturne* de Duvoir (2). Un tore métallique, dont un diamètre est assemblé perpendiculairement à l'axe de rotation, et qui, étant centré, se trouve soustrait à l'action de la pesanteur, est susceptible de se coucher sur cet axe sous l'action d'un ressort, ou de se redresser par l'influence de la force centrifuge. Ce système est doué de propriétés fort curieuses au point de vue théorique (3). Il semble toutefois avoir disparu de la pratique.

On en peut dire autant de quelques autres régulateurs *gyroscopiques* (4).

895 — *Régulateur Armington et Sims.* — Un principe qui paraît au contraire jouir d'une grande faveur est celui des régulateurs *directs*. Les masses tournantes présentent alors une figure

(1) Je mentionnerai notamment les suivantes : Le Creusot. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 355. — Damey. Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de 1878*, p. 278. — Ericson. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 257. — Farcot. Hinn. *Théorie des régulateurs marins isochrones de Farcot*, in-8°. — Frimot. Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 305. — Guérin. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 254, 262. — Jenkin. *Ibidem*, p. 239, 256. — Jensen. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 326. — Pickering (*Ibidem*, 1872, t. XXXI, p. 221. — Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 253). — Root. *Ibidem*, p. 257. — Silver. (Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 285. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. I, p. 191). — Watt (*Ibidem*, t. XXXI, p. 212. — Callon. *Cours de machines*, t. II, p. 274).

(2) Armengaud. *Publication industrielle*, t. XIII, p. 470.

(3) Haton de la Goupillière (*Annales des Mines*, 5e série, t. XVIII, p. 575. — *Traité des mécanismes*, p. 305).

(4) Je mentionnerai notamment les suivants : Anderson. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 271. — Brotherhood et Hardingham. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 45. — Davies Jonah. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 1853, t. VI, p. 296. — Schrader. — George de Tipton. — Régulateur sphérique de Bourne. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXIX, p. 250.

à peu près quelconque. Elles sont, avec leurs articulations et leurs ressorts, logées à l'intérieur du volant. Ce type est essentiellement destiné aux machines douées d'une grande vitesse. On dispose alors d'une force centrifuge très intense sous un volume restreint. L'action est puissante et simple; sans danger pour les imprudents.

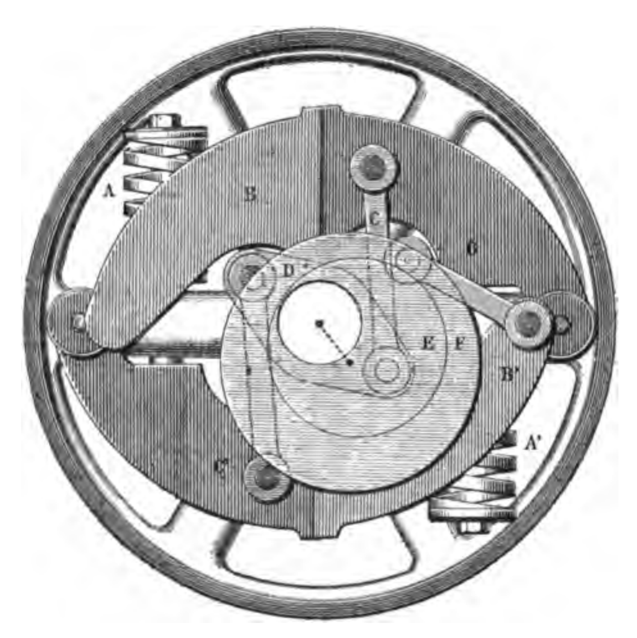


Fig. 545. — Régulateur Armington et Sims (élévation).

Je décrirai comme exemple le *régulateur d'Armington et Sims* [1]. Les ressorts A et A' (fig. 545) travaillent par compression pour résister à la force centrifuge des masses B, B'. Ces dernières actionnent, à l'aide de bielles C, C', la pièce D qui fait corps avec un premier excentrique E. Mais celui-ci est enveloppé d'un second anneau excentrique F (n° 751), qu'une bride G met lui-même en relation avec la masse B'.

[1] Martin. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, juin 1886, p. 317. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, supplément, p. 29. — Dwelshauvers Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. VII, p. 173. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889. t. II, p. 32.

Suivant que les ressorts cèdent plus ou moins à la force centrifuge, l'excentrique E change d'orientation et d'angle de calage. Il suffirait donc déjà qu'il commandât directement la distribution pour faire varier la détente. Mais on ménage encore, par l'intermédiaire de la bielle G, une certaine action de la force centrifuge, en interposant l'excentrique annulaire F, qui peut tourner sur le noyau E, et obéir pour son propre compte aux influences

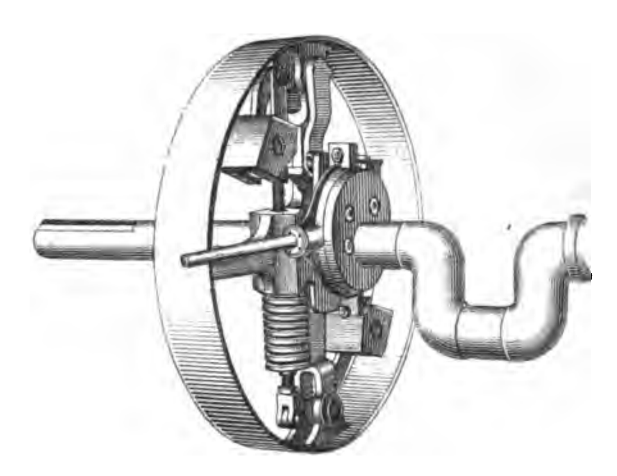


Fig. 546. — Régulateur Turner-Hartnell (vue perspective).

variables qui le sollicitent. On s'attache empiriquement, dans la construction, à combiner ces divers éléments de manière à réaliser des avances sensiblement constantes.

On rencontre un type analogue dans le *régulateur Turner-Hartnell et Guthrie* (¹), que représente la figure 546. Il en existe également un certain nombre d'autres (²).

(¹) Richard. *La lumière électrique*, t. XXXI, p. 252. — *Revue industrielle*, 22 octobre 1884, p. 425. — *Journal de la meunerie*, juin 1889, p. 226. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, t. XXXV, p. 33; 1873, p. 166, 169. — Kennedy. *The mechanics of machinery*, p. 382. — *Proceedings of the Institution of mechanical Engineers*, août 1882, p. 407. — Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, supplément.

(²) Je mentionnerai notamment les suivants : Baate. — Berger et Noel. *Scientific American*, 13 avril 1889, p. 230. — Boulet (Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, supplément, p. 31. — *Revue annuelle des mines et de la métallurgie*, 3ᵉ série, t. VII, p. 178). — Brulé. *La lumière électrique*, 2 mai 1889, p. 407. — Buckeye. — Daniel. —

§ 2

RÉGULATEURS A RESSORT

896 — *Régulateur Poncelet.* — Nous abandonnons ici le terrain de la force centrifuge, pour envisager certains régulateurs dans lesquels l'élasticité entre seule en jeu. On peut faire intervenir à cet égard celle des solides ou celle des gaz.

Poncelet ([1]) a proposé un modérateur fondé sur l'emploi d'un ressort d'acier ([2]).

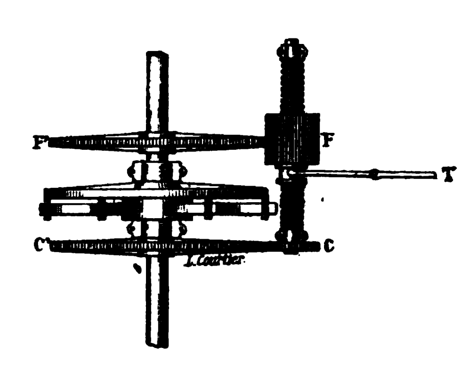


Fig. 547. — Régulateur Poncelet (plan).

Sur un même arbre (fig. 547) sont montés deux pignons, l'un calé C, l'autre fou F. Ils engrènent respectivement avec deux roues C', F', la première calée, la seconde folle sur un arbre parallèle au premier. La force motrice se transmet de C à F par l'intermédiaire de C' et F'. Mais, entre ces deux dernières, il n'y a de communication qu'au moyen d'une lame élastique, dont la flexion accuse l'intensité

DORFEL. Buchetti. *Les machines à vapeur actuelles*, supplément, p. 31. — GRIST. *American machinist*, 13 octobre 1883, p. 5. — HADLEY. — HOFFMANN. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 50. — LECOUTEUX et GARNIER (Dwelshauvers-Dery. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 3e série, t. VII. p. 176. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 32). — MOLARD. — ŒRLIKON. — PERRINE. *La lumière électrique*, t. XXXI, p. 254. — LE PHŒNIX. *Ibidem*, 23 février 1889, p. 361. — STURTEVANT. *American machinist*, 20 octobre 1888, p. 8. — TAYLOR. — WESTINGHOUSE. — YDE.

([1]) Poncelet. *Cours de mécanique appliquée aux machines*, publié par Kretz, p. 110. — Marié. *Annales des Mines*, 7e série, t. XIV, p. 513. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 253. — Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 308.

([2]) Je mentionnerai encore dans le même ordre d'idées les régulateurs suivants : FRAYSSINES et TOURTAY. *La lumière électrique*, 25 décembre 1886, p. 67. — MAC GEORGES. Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 595. — MILLER et KNILLS. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 254.

de l'effort transmis. Si la résistance vient à augmenter, ce ressort se bande davantage. De là un retard angulaire plus prononcé qu'auparavant entre C′ et F′, et par suite entre C et F. Mais la roue F, au lieu de tourner folle purement et simplement, est montée à vis sur son arbre. La désorientation qu'elle subit s'accompagne donc d'une translation longitudinale. Pour ce motif, on a soin de lui donner la forme d'un *long pignon*, afin qu'elle ne cesse pas, malgré ce déplacement latéral, d'engrener avec F′. C'est précisément ce mouvement rectiligne de F, variable avec l'intensité de la force transmise, que l'on utilise à l'aide d'un levier T pour agir sur le distributeur.

897 — *Régulateur Larivière.* — On doit à Larivière ([1]) un modérateur fondé sur l'emploi d'un ressort gazeux.

Une petite pompe pneumatique, mue directement par la machine, extrait l'air d'un récipient cylindrique, avec une activité proportionnelle à la vitesse de ce moteur. Un orifice laisse, d'autre part, s'opérer une rentrée de l'atmosphère extérieure, dont le débit varie peu avec l'état de la pression intérieure. Il s'opère donc dans le cylindre, en cas d'accélération du moteur, un degré de raréfaction qui suit de près les variations de l'allure, et qui est capable de mouvoir un piston en partie équilibré, dont les déplacements se transmettent à la distribution.

On reste maître de modifier la sensibilité de l'appareil en réglant, au moyen d'une petite vanne, la section du sifflet de rentrée, qui permet dès lors à l'air de venir plus ou moins promptement combler le déficit de la tension intérieure.

898 — Dans quelques types analogues ([2]), on a substitué la

([1]) Résal (*Annales des Mines*, 7e série, tome II, 1872. — *Mécanique générale*, t. III, p. 213). — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 256, — Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 308.

([2]) Je mentionnerai notamment les régulateurs : Branche. — Cunliffe et Dunlop (Ledieu. *Les nouvelles machines marines* . II, p. 258. — Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 595. — *Proceedings of the Institution of mechanical Engineers*, août 1879, p. 406). — Molinié (Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 275. — Ledieu. *Les nouvelles machines marines*, t. II, p. 257).

compression à la raréfaction de l'air. Le fonctionnement de l'appareil reste d'ailleurs le même en principe.

§ 3

RÉGULATEURS A LIQUIDE

899 — *Régulateur hydraulique.* — Il convient de rapprocher du modérateur Larivière le *régulateur hydraulique,* qui fonctionne d'une manière toute semblable, avec la substitution de la pression de l'eau à l'élasticité de l'air [1].

Une petite pompe mue directement par la machine remonte l'eau dans un bief supérieur, avec une activité proportionnelle à celle de ce moteur. Un orifice laisse redescendre librement le liquide. Comme le débit de cet écoulement ne sera que peu influencé par les variations du niveau, un flotteur traduira fidèlement les alternatives de la puissance motrice, et il suffira de le faire agir sur la distribution. Un semblable appareil entrerait difficilement dans la composition d'une machine à vapeur, mais il peut rendre des services pour certains moteurs hydrauliques.

900 — Ce principe a été modifié par Bourdon d'une manière élégante. Au lieu du jeu alternatif et compliqué d'une pompe, on a recours à la force centrifuge pour relever, d'une manière variable avec la vitesse, le niveau du liquide dans un branchement implanté latéralement sur le vase tournant qui renferme ce dernier. La forme d'équilibre relatif est dans ce cas un paraboloïde de révolution, qui a pour paramètre $\frac{g}{\omega^2}$ [2]. La parabole méridienne se repliant d'après

(1) Poncelet. *Cours de mécanique appliquée aux machines*, publié par Kretz, p. 75. — Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 309.

(2) Le profil méridien de cette surface de révolution n'est autre en effet que la courbe d'équilibre le long de laquelle un point matériel peut se maintenir, sous l'action combinée de la gravité et de la force centrifuge. En d'autres termes, il ne diffère pas de la courbe d'isochronisme que nous avons trouvée (n° 867), et qui n'est autre que la parabole de paramètre $\frac{g}{\omega^2}$.

cela plus ou moins sur elle-même suivant les variations de ω, rencontrera le tube latéral en des points plus ou moins élevés (¹).

901 — *Régulateur Deprez à air.* — L'action des fluides a encore été utilisée d'une autre manière pour la régularisation des machines. Au lieu du rôle en quelque sorte statique qu'ils jouent par leur pression dans les exemples précédents, on fait intervenir l'influence nettement dynamique qui est connue sous le nom de *résistance des milieux*, et l'on fait battre par une roue à palettes, soit l'air de l'atmosphère, soit l'huile enfermée dans une boîte (²).

J'indiquerai d'abord à ce point de vue le *régulateur à air de M. Marcel Deprez* (³). A la vérité son emploi ne s'est pas répandu dans la pratique, mais l'analyse de son principe nous permettra de jeter un certain jour sur cette question délicate et importante.

Nous avons vu (n° 880) que la puissance du régulateur est ordinairement puisée dans l'emploi de masses importantes, mais que cependant il existe à cet égard une autre voie, consistant à douer les pièces de grands déplacements. Il est vrai que cette explication a été présentée ci-dessus pour les régulateurs à force centrifuge. Mais l'assimilation est ici permise pour l'emploi de la résistance de l'air, puisque ces influences sont l'une et l'autre proportionnelles au carré de la vitesse.

C'est précisément à ce dernier point de vue que s'est placé

(¹) Indépendamment des régulateurs à liquide que nous décrivons ici, je mentionnerai encore les suivants : Bell et Foller. *Scientific American*, 21 juin 1886, p. 387. — Billotet. — Churchill. *Engineering*, 17 janvier 1890, p. 74. — Coignet. Régulateur à mercure. *Revue industrielle*, 17 mars 1880, p. 101. — Corberon. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 249. — Coutts et Adamson. — Grégoire. *Ibidem*, p. 226. — Régulateur isométrique. *Scientific American*, 10 mars 1883, p. 147. — Mazeline. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 259. — Moncrieff. — Rosaye. Tachymètre-régulateur à liquide. *Bulletin technologique de la Société des anciens Élèves des Écoles d'arts et métiers*, janvier 1888, p. 695. — Smyth et Pickeney.

(²) Outre les exemples que nous décrivons ici, je mentionnerai encore les suivants : Hick. Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 66. — Le Roux. *Annales du Conservatoire des Arts et Métiers*, t. VII. — Moison. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 270. — Silver. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 260. — Smith. Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 66.

(³) Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 288.

M. Marcel Deprez. Il y trouve l'avantage d'alléger les poids, et de diminuer par suite les frottements. Il a du reste, pour cette réalisation, abandonné la force centrifuge, pour s'attacher de préférence à la résistance des milieux.

902 — La figure schématique 548 indique en A, A' deux poulies fixes, dont la première se trouve directement en communication avec l'arbre moteur. Au-dessous d'elles se trouvent deux poulies mobiles B, B' qui portent, suspendus à leurs chapes, des poids P, P'. Une chaîne sans fin de Gall les embrasse toutes les quatre, en passant en outre sur l'arbre C d'un volant à ailettes.

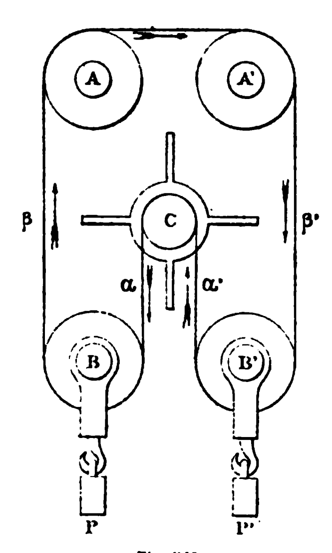


Fig. 548.
Régulateur à palettes Deprez.
(Figure schématique).

Ce dernier ne se trouve donc pas en rapport *direct* avec le moteur, qui sans cela lui imposerait ses propres accélérations. Il n'est sollicité que par les tensions des brins α, α' de la chaîne. Ces deux forces, dans un mouvement rigoureusement uniforme, seraient égales aux poids, et par suite constantes. Nous pouvons pour le moment, sauf à revenir plus loin sur ce point (n° 903), admettre qu'elles ne seront que peu affectées par l'influence des accélérations subies par les poids, et faire abstraction de cette perturbation. L'allure du volant à ailettes sera par suite uniforme.

Si donc la poulie A, qui est immédiatement commandée par le moteur, vient à prendre une accélération subite, les brins β, β' y participent nécessairement, tandis que α et α' conservent au contraire la vitesse tangentielle invariable de l'arbre C. Il s'ensuit que l'axe B doit s'élever, tandis que B' descendra. C'est ce mouvement qui est utilisé pour agir sur la distribution.

Le système se ralentit dès lors sous cette influence, et reprend, sans avoir besoin de changer de nouveau de position, un régime

uniforme, qui ne peut être que celui de l'isochronisme, car l'équilibre ne saurait exister que pour une seule et même vitesse entre la résistance de l'air et la différence des tensions, redevenue rigoureusement égale à la différence des poids.

On reste d'ailleurs maître de la valeur de cette vitesse, en établissant sur l'un des poids une surcharge arbitraire, pour modifier la différence de tension qui est équilibrée par la résistance du milieu.

Ainsi que nous l'avons annoncé, l'on peut, avec ce dispositif, communiquer aux poids P, P′ de très grands déplacements, puisque l'on dispose à volonté des rayons des poulies.

903 — Il est intéressant de faire remarquer que non seulement l'isochronisme s'obtient dans le régime permanent, mais qu'il serait possible, si cela présentait de l'intérêt, de le maintenir pendant la phase même de déformation. Il en sera ainsi en effet, pourvu que l'on adjoigne au système un régulateur Foucault *à ailettes* pour gouverner son arbre C.

Imaginons que l'on ait effectué une telle addition, en remplaçant les boules du modérateur Foucault (n° 890) par des ailettes situées dans le plan méridien. L'arbre moteur A venant à prendre une accélération subite, le poids P s'élève au prix d'une augmentation de la tension du brin β. Comme celle-ci se répercute en partie sur α (circonstance que nous avons négligée tout à l'heure), le treuil C commence en réalité à ressentir une certaine accélération, et sa vitesse ω va devenir $\omega + d\omega$. Mais une telle altération est incompatible avec l'isochronisme du régulateur Foucault, qui participe à son mouvement. Celui-ci se déforme donc, et ses ailettes ne cesseront de s'écarter tant que subsistera la tendance en question, et que la vitesse angulaire ne sera pas rentrée rigoureusement dans sa valeur ω.

Or la vitesse circonférentielle des ailettes est proportionnelle à leur rayon d'écartement. La résistance de l'air l'est de son côté au carré de cette vitesse. Son moment sera par conséquent en raison du cube de ce rayon, et augmentera avec une extrême rapidité. Il fournit ainsi, pour l'arbre C, un supplément de résistance qui

équilibre presque instantanément l'augmentation de tension du brin α [1]. Aussi peut-on admettre que cet axe conservera, pendant la phase même de déformation, une constance d'allure véritablement complète.

904 — *Régulateur Deprez à huile.* — Le type précédent serait fort encombrant, en raison même du but qu'on s'y était proposé, à

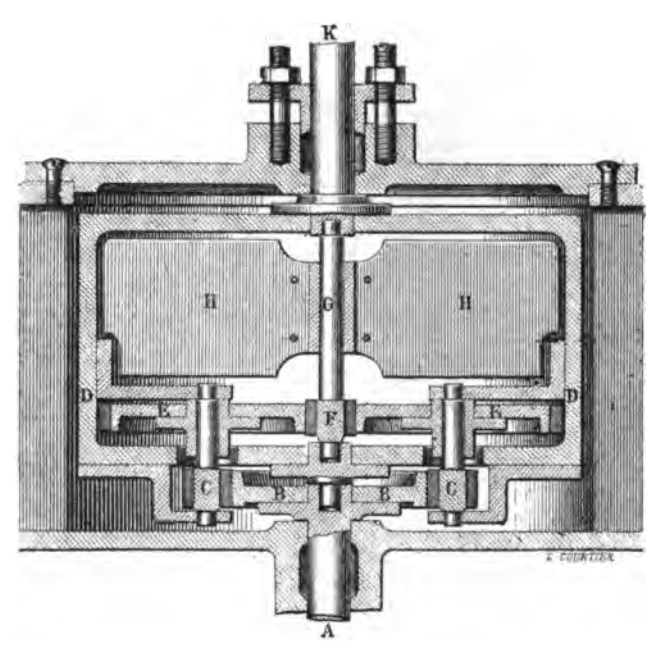


Fig. 549. — Régulateur Deprez à huile (coupe méridienne).

savoir le grand développement des espaces parcourus. En conservant son principe essentiel, M. Marcel Deprez l'a transformé par la substitution de l'huile à l'air, comme milieu résistant. L'action devient par là beaucoup plus efficace sous un petit volume.

Un arbre A (fig. 549) mis en communication directe avec celui

[1] Il suffirait par exemple que le rayon de rotation des ailettes du modérateur Foucault vînt à doubler, pour que le moment devînt 8 fois plus grand; ce qui permettrait, tout en continuant à équilibrer la tension du brin α, de disposer en outre de 7 fois sa valeur pour contrebalancer un accroissement égal de cette tension: prévision qui est en dehors de toutes les probabilités.

de la machine, pénètre, à travers une garniture, dans la boîte qui renferme le liquide. Il commande par un engrenage B deux roues C, C, dont les axes sont montés sur un cadre mobile D. Ces arbres portent eux-mêmes des roues dentées E, E, engrenant avec un pignon F, qui est calé sur un arbre G, distinct du premier, et portant des ailettes H. Enfin un axe K, fixé au cadre D, sort de la boîte à travers un second presse-étoupe. Sur cet arbre K, passe une chaîne supportant un poids.

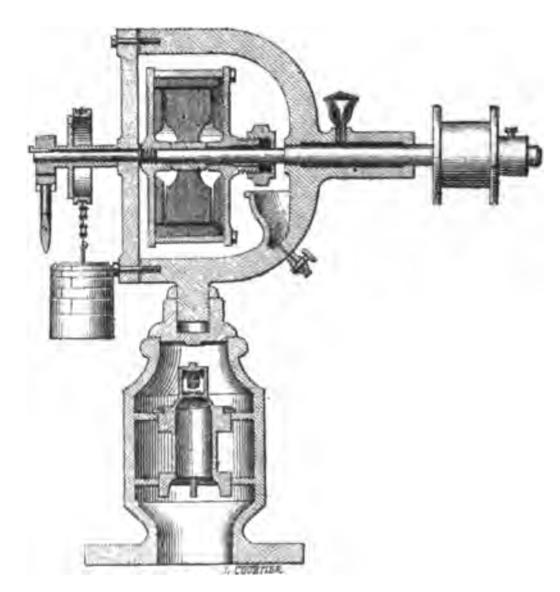


Fig. 530. — Régulateur Allan (coupe longitudinale).

905 — La rotation de l'arbre A entraîne celle de B, C, E, F, G. L'arbre G, ainsi forcé de tourner, tend à déplacer l'huile, dont des diaphragmes gênent les tourbillonnements. Si ce milieu était sans résistance, le cadre n'aurait aucune raison de changer de place. Si au contraire on lui attribue par la pensée une résistance infinie, les palettes H, ainsi butées contre un obstacle infranchissable, transmettront en sens contraire des réactions jusqu'aux pivots C, C implantés dans le cadre D, que rien n'empêche de leur obéir.

La vérité se trouve entre ces deux hypothèses trop absolues; et

le cadre D, avec son axe K, prendra un certain déplacement sous l'empire d'une force due à la résistance effective du liquide, c'est-à-dire proportionnelle au carré de la vitesse de l'arbre G. C'est précisément cette force que l'on équilibre au moyen du poids suspendu à une chaine, qui passe sur une poulie montée sur cet axe K, pour empêcher le cadre D de céder indéfiniment à cette tendance.

Un état de régime s'établit; et ce mouvement uniforme met en

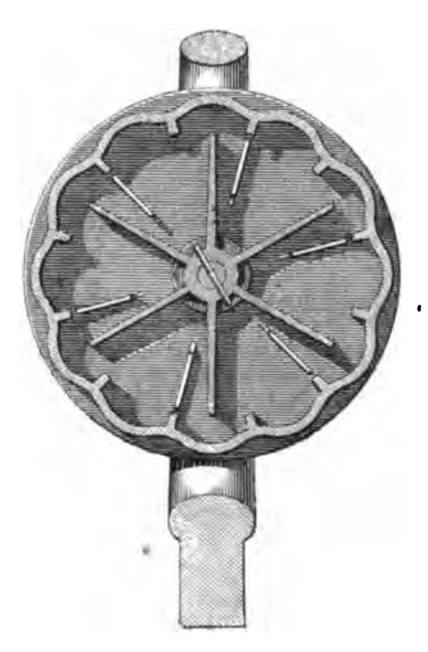


Fig. 551. — Régulateur Allan (coupe transversale).

équilibre, d'une part, la force qui tend à entraîner le cadre DK, et qui résulte du point d'appui partiel que prennent les palettes sur l'huile, et de l'autre les diverses résistances passives du système, auxquelles s'adjoint la tension de la chaine enroulée sur l'arbre K.

Si la vitesse du moteur vient à augmenter, l'équilibre est détruit. Le poids monte, en augmentant la tension de la chaine; et ce mouvement est utilisé pour agir sur la distribution et raccourcir progressivement l'admission, tant que ce corps ne se sera pas arrêté

dans son ascension par le rétablissement de l'équilibre, c'est-à dire de l'ancienne vitesse de régime, qui seule en est capable.

906 — *Régulateur Allan.* — Le dispositif précédent est analogue à celui d'Allan[1]; toutefois il présente plus de netteté dans le principe de son jeu, la communication des efforts de proche en proche s'opérant par des réactions de corps solides.

Dans le modérateur d'Allan (fig. 550, 551), les effets ne se transmettent de la machine à l'arbre chargé d'un poids, que par l'action que l'huile, battue par les palettes, exerce sur les sinuosités de son enveloppe, qui a la forme d'un cylindre ondulé, et sur les diaphragmes qui hérissent cette dernière à l'intérieur.

§ 4

REGULATEURS CHRONOMÉTRIQUES

907 — On a encore pensé à demander la régularisation des machines à la comparaison directe de leur allure avec *un mouvement d'horlogerie*, appareil isochrone par excellence, que l'on suppose réglé pour la vitesse précise du régime que l'on a en vue. Ce système a reçu le nom de *régulateur différentiel*, ou *régulateur chronométrique*[2]. Le dispositif suivant peut en donner une idée (fig. 552).

La roue A est mue directement par le mouvement d'horlogerie. De son côté le moteur actionne en sens contraire la roue B, identique à la première. Entre elles se trouve une roue *planétaire* C [3]

[1] Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 259. — *Annales des mines*, 7e série, t. XIV, p. 514. — *Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1871, t. XVIII, p. 30. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, juillet 1875, p. 1; octobre 1875, p. 10; mai 1876, p. 1. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1874, p. 107. — *Société des Ingénieurs civils de Londres*, 1er mai 1873.

[2] Je citerai notamment les régulateurs: Béniest. Spineux. *De la distribution de la vapeur dans les machines*, p. 250. — Collin. Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 288. — Maynard et Baylie. Rankine. *Manuel de la machine à vapeur*. Traduction Richard, p. 594. — Régularisation au moyen d'une machine à mouvement uniforme. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 255.

[3] Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 146.

sollicitée par les précédentes aux deux extrémités de l'un de ses diamètres. Si c'est avec la même vitesse de la part de chacune d'elles, cette rotation pourra évidemment s'effectuer sur place. Mais si l'allure de B vient à changer, tandis que celle de A reste immuable par hypothèse, la roue C recevant des deux côtés des vitesses composantes inégales, l'axe *c* sur lequel elle est folle ne saurait rester immobile. Il tend donc à sortir du plan de la figure, en décrivant un plan rectangulaire. A cet effet, il est assemblé perpendiculairement à l'arbre γ, placé dans l'alignement des deux premiers.

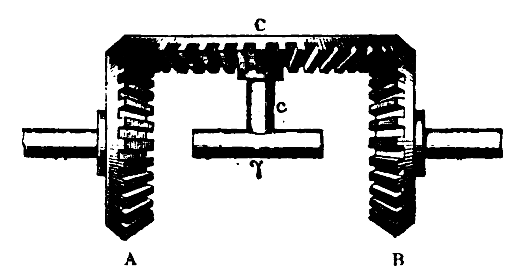


Fig. 332. — Régulateur chronométrique (élévation).

On voit que cet axe accusera par ses mouvements de rotation les anomalies du régime du moteur. Si donc on le met en rapport avec la distribution, il pourra servir à la régler en conséquence. En imaginant par exemple que la machine s'emporte, γ tourne dans le sens qui a pour effet de restreindre l'admission. Le moteur se calmera peu à peu, et quand la vitesse normale se trouvera rétablie, toute tendance au déplacement ayant cessé pour la roue planétaire, son axe restera dans la position où il aura conduit le mécanisme de la distribution.

§ 5

RÉGULATEURS ÉLECTRIQUES

908 — Les relations qui s'établissent d'une manière de plus en plus intime, dans la mécanique moderne, entre le travail dynamique et l'électricité, devaient naturellement amener l'apparition

de cet agent dans la question de la régularisation [1]. On demande alors de doser à chaque instant la puissance de la machine motrice qui conduit une dynamo, de manière à maintenir la constance du courant.

Ce genre d'appareils comporte deux catégories distinctes, suivant que leur action est directe ou indirecte. Dans les premiers, l'électricité agit par elle-même sur la distribution, tout comme la pesanteur, l'élasticité ou la force centrifuge dans les systèmes précédents. Les autres fonctionnent au contraire à deux degrés, à la manière du servo-moteur. La faiblesse de l'action des solénoïdes doit engager en effet, pour les machines puissantes, à ne faire agir leur armature que sur un très petit distributeur, qui serve à engager le piston d'un cylindre auxiliaire : hydraulique ou à vapeur, destiné à commander lui-même la distribution du moteur.

909 — *Régulateur Carus Wilson.* — Cet appareil est à action directe. Le courant produit par le moteur traverse l'électro-aimant

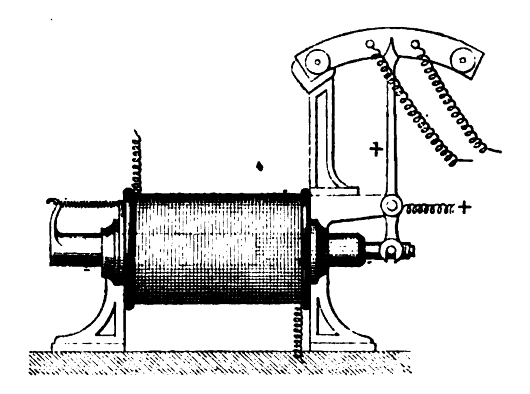


Fig. 553. — Régulateur électrique de Carus Wilson (élévation).

horizontal (fig. 553), dont l'armature attire plus ou moins fortement l'aiguille, suivant les variations de l'intensité. Si celle-ci augmente, l'aiguille vient toucher la borne, et le courant passe partiellement

[1] Gustave Richard. Les régulateurs électriques. *La lumière électrique*, 24 mai 1884, p. 303 ; 17 janvier 1885, p. 100. — Kummer. *Ibidem*, 31 octobre 1885, p. 225. — M. Deprez. *L'électricité*, p. 76. — *La lumière électrique*, t. XIX, p. 34.

à travers l'électro inférieur (fig. 554), dont l'armature agit sur le

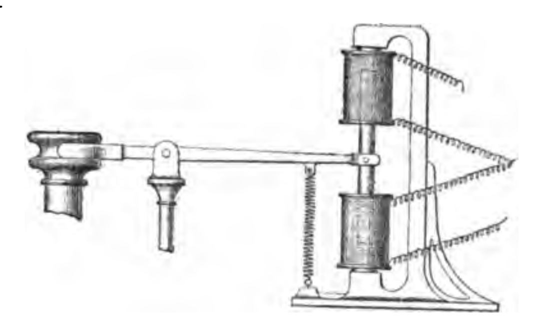


Fig. 554. — Régulateur électrique de Carus Wilson (élévation).

levier, et soulève le manchon du régulateur en raccourcissant l'admission. Si l'intensité faiblit, l'aiguille vient au contact de l'autre borne. Le courant traverse l'électro-aimant supérieur, dont l'action abaisse le manchon, et prolonge la phase de pleine pression.

910 — *Régulateur Willans.* — Ce régulateur est à action indirecte (fig. 555). La tringle A qu'il s'agit de mouvoir est commandée par la tige creuse B d'un gros piston C, environné sur son pourtour d'eau sous-pression, qui est fournie par la conduite D. A l'intérieur de C, se meut un petit piston E, sollicité par l'armature de l'électro-aimant F.

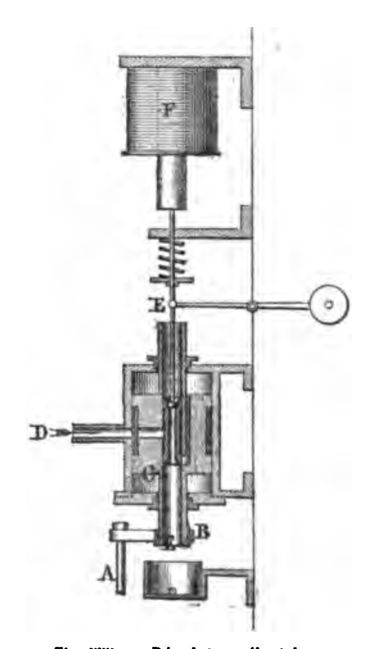


Fig. 555. — Régulateur électrique de Willans (coupe).

Si la force électro-motrice augmente, E se trouve soulevé et, à travers le tube central, il ouvre l'évacuation de l'eau qui baigne la face supérieure du piston C, en admettant la pression au-dessous de lui par un jeu de conduits. Ce piston monte donc à son tour,

en exerçant un effort qui est capable de soulever A, et que l'on n'aurait pu demander directement à l'électro-aimant [1].

911 — *Régulateur Ledieu.* — M. Ledieu [2] a mis en avant une idée intéressante. Il fait en sorte que l'action réparatrice du régulateur *précède* dans une certaine mesure, très courte bien entendu mais toutefois efficace, l'altération d'allure produite par la suppression brusque d'une partie de la résistance, dans un atelier où des outils nombreux et massifs sont en action d'une manière indépendante les uns des autres, espacés souvent sur de grandes longueurs.

Au moment d'un débrayage partiel, de nature à produire une accélération dans l'ensemble lorsque la transmission à cette distance aura pu s'effectuer en tenant compte des jeux, de l'élasticité, etc., l'organe de manœuvre laisse passer le courant d'une pile dans un fil qui aboutit à une petite dynamo, installée près d'un régulateur ordinaire que l'on a soustrait à l'action de la pesanteur. Celui-ci a dès lors le temps de préparer son action, avant que l'accélération ait pu développer tous ses effets.

On associe d'ailleurs à l'arbre de couche un indicateur instantané du nombre de tours, qui commande un commutateur destiné à laisser passer le courant, tant que la vitesse est égale ou supérieure à sa valeur normale; tandis qu'il le renverse, dès que l'allure tombe au-dessous de ce degré.

§ 6

CONNEXION

912 — *Connexion directe ou indirecte.* — Jusqu'ici nous avons laissé de côté la manière dont la déformation du régulateur, quel qu'il soit, sera utilisée pour modifier l'admission du fluide moteur. Il convient d'aborder enfin ce point [3]. Notons d'abord l'intérêt qui

(1) Je mentionnerai encore, dans cet ordre d'idées, les régulateurs Cook, Richardson, Westinghouse (Richard. *La lumière électrique*, 24 mai 1884, p. 305).

(2) Ledieu. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, t. CX, p. 618.

(3) Léauté (Marche rationnelle à suivre en pratique pour l'établissement d'un régu-

s'attache à ce que les pièces de cette connexion soient équilibrées et soustraites à l'influence de la gravité. Sans cette précaution, trop souvent négligée, l'influence du régulateur ne se fait pas sentir également dans les deux sens.

Un premier système d'attaque consiste à manœuvrer directement la valve qui est installée sur la conduite d'amenée de la vapeur. Dans un second type, on met en relation le modérateur avec la distribution proprement dite, de manière à faire varier la période d'admission [1]. Il est bon également de disposer, parmi les organes qui relient le régulateur avec la machine, en vue des cas où celle-ci viendrait à s'emporter, un moyen de faire tomber la courroie de transmission, en coupant complètement la vapeur.

913 — La connexion peut être directe ou indirecte. Le premier mode expose à une grande instabilité, en faisant retentir sur la distribution les moindres perturbations du modérateur. En outre, il est

lateur à action directe. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, t. LXXXIX, p. 431, 473; CII, 497; 2 juillet 1888. — Marche rationnelle à suivre en pratique pour l'établissement d'un appareil de régularisation à action indirecte. *Ibidem*, 1er mars, 13 décembre 1886. — *Compte rendu des travaux de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 69). — Bérard et Léauté (Sur les moyens de réduire les accroissements momentanés de vitesse dans les machines munies de régulateurs à action indirecte. *Mémorial des poudres et salpêtres*, t. II. — *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, t. C, p. 1211; CIII, 1167; CIV, 657). — Débrayage Bodemer. Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 286.

[1] De ces deux procédés, le premier présente en général beaucoup moins de résistance à vaincre; mais il est inférieur au second au point de vue théorique. Nous avons en effet reconnu (n° 654) que le résultat économique fourni par un poids déterminé de vapeur est plus satisfaisant avec l'étirage aux lumières. D'ailleurs la formule de Poncelet (t. I, p. 819) nous fournit, pour la somme des travaux de pleine pression et de détente, l'expression suivante :

$$p_1 v_1 \left(1 + L\frac{p_1}{p_2}\right).$$

Le premier facteur est supposé constant. Dans le second, si l'on étrangle avec la valve, on diminue la pression p_1 avec laquelle la vapeur est admise dans le cylindre. Si au contraire on agit sur le mecanisme de distribution pour allonger la détente, on diminue p_2 qui représente la tension finale. Le résultat est donc plus favorable avec ce mode qu'avec le premier.

On a parfois, en vue de s'opposer aux longues oscillations inhérentes à l'isochronisme, associé sur une même machine (Ledieu. *Comptes rendus des séances de l'Académie des Sciences*, t. CX, p. 620) la commande de la valve et celle de la distribution, la première d'une manière directe et permanente, la seconde à l'aide d'un embrayage (n° 913) qui n'entre en jeu que pour des influences d'une certaine importance.

peu de distributeurs offrant une résistance assez faible pour pouvoir être actionnés directement par cet appareil, comme la détente Ridder, et les systèmes à déclic, ou à excentrique de calage variable.

L'interposition d'un système d'embrayage (fig. 556) a été introduite en vue de parer à ces inconvénients. Le régulateur n'a plus alors de solidarité permanente avec le mécanisme distributeur. Son action directe se limite au manchon d'embrayage A. Celui-ci prend sous cette influence, le long de l'axe B, un déplacement vers l'une ou l'autre des roues folles C, C', qui engrènent toutes les deux avec le pignon D, monté sur l'arbre E.

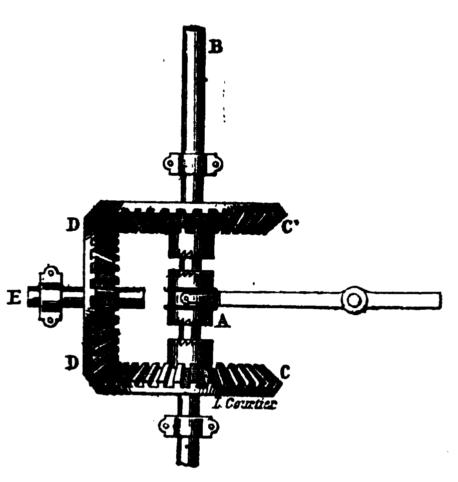


Fig. 556. — Embrayage du régulateur (plan).

Avec une allure moyenne, A se tient entre C et C'. De faibles oscillations lui sont donc permises sans engager aucune de ces deux roues, afin que la distribution ne soit pas actionnée à l'occasion de variations insignifiantes. Mais, si un changement plus notable se manifeste, A se trouve mis en prise avec C ou C', ce qui transmet à la roue D, suivant les cas, deux rotations inverses l'une de l'autre. Pour une accélération, par exemple, E se trouve attaqué de manière à raccourcir l'admission. Le moteur se calme; mais dès que la vitesse tend à décroître, le manchon A, reporté en sens inverse, abandonne la roue qui redevient folle. On cesse donc de restreindre progressivement la pleine pression; la vitesse n'a plus de raison de diminuer davantage, ni A de se porter plus loin, et d'aller jusqu'à la roue opposée. Le régime voulu se trouve ainsi établi, sans être nécessairement détruit par une oscillation inverse [1].

On remarquera, en outre, que si la stabilité du régulateur est

[1] Voyez toutefois sur ce sujet la théorie du n° 915.

améliorée, il en est de même de sa puissance. On ne demande plus, en effet, à l'appareil déformable que la faible force nécessaire pour faire glisser le manchon, tant qu'il n'est pas en prise avec l'une des roues d'angle. A cet instant, la résistance augmente subitement par l'embrayage de toute la distribution, mais c'est alors le moteur lui-même qui est chargé de la vaincre par l'intermédiaire de l'arbre B, et non plus le modérateur proprement dit. Celui-ci pourra donc être construit plus légèrement.

914 — M. Raffart a imaginé une ingénieuse application du *mouvement louvoyant* (1), en vue d'assouplir la résistance à vaincre par le régulateur. L'obturateur cylindrique qui sert de valve, est animé sur lui-même d'une rotation, avec laquelle devra se composer son propre soulèvement opéré par le modérateur. Le déplacement résultant se trouvera donc incliné en biais sur la direction de ce mouvement; et le frottement lui sera diamétralement opposé. Son intensité immuable fN se décomposera de son côté, et la composante directement opposée à l'action du levier sera réduite par là dans un rapport dont on reste maître, en disposant de la vitesse de rotation imprimée à l'appareil.

915 — *Oscillations de la connexion.* — Si l'on y regarde de plus près, il arrive, pour l'explication présentée au n° 913, ce que nous avons déjà vu se produire à l'occasion de celle qui nous a conduit à la recherche de l'isochronisme. C'est que le résultat cherché, qui théoriquement semblait être atteint directement, ne peut pratiquement s'établir qu'à travers une série d'oscillations. Nous pouvons nous en rendre compte à l'aide de l'analyse suivante.

Supposons que l'ensemble des pièces solidaires de l'arbre de couche du moteur en affectent la rotation par un moment d'inertie total A. On vient à supprimer subitement dans l'atelier une partie du moment résistant, que nous représenterons par la constante M. Mais, en même temps, le régulateur entre en jeu pour diminuer le moment de la puissance d'une quantité N, qui sera en général

(1) *Génie civil*, t. XVIII, p. 247. — *La lumière électrique*, t. XXXVIII, p. 208. — *Bulletin de la Société d'encouragement*, 4e série, t. VI, p. 62.

une fonction de l'angle de rotation φ. L'arbre qui auparavant tournait uniformément avec une vitesse ω_0, va prendre sous cette double influence une accélération angulaire :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - N}{A}. \tag{1}$$

Pour intégrer cette équation différentielle, multiplions-la membre à membre par l'identité :

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt};$$

il viendra ainsi :

$$A\omega d\omega = md\varphi - Nd\varphi,$$

et en intégrant depuis l'instant :

$$\varphi = \omega, \qquad \omega = \omega_0, \tag{2}$$

pour lequel l'embrayage entre en prise :

$$\frac{A}{2}(\omega^2 - \omega_0^2) = M\varphi - \int_0^\varphi Nd\varphi.$$

Cette relation est identiquement satisfaite, comme cela devait être, pour les données initiales (2). Mais si l'on veut que la vitesse qui vient d'abandonner cette valeur ω_0, y rentre de nouveau, il faut attendre que l'angle de rotation atteigne une seconde racine de l'équation déterminée :

$$M\varphi - \int_0^\varphi Nd\varphi = 0. \tag{3}$$

Or rien ne prouve que cette valeur satisfera en même temps à la condition :

$$M - N = 0,$$

qui serait nécessaire (éq. 1) pour annuler à cet instant $\frac{d\omega}{dt}$, en lais-

sant définitivement la vitesse dans l'état voulu. Si, au contraire, il subsiste alors une certaine accélération, l'on verra l'allure s'éloigner de nouveau des conditions désirées, en exécutant successivement de nouvelles oscillations.

916 — Pour le faire encore mieux saisir sur un exemple précis, choisissons comme hypothèse celle qui est la plus simple au point de vue analytique :

$$N = B\varphi,$$

$$\int_0^{\varphi} N d\varphi = \frac{B\varphi^2}{2}.$$

L'équation (3) devient :

$$B\varphi^2 - 2M\varphi = 0,$$

et donne comme seconde racine :

$$= \frac{2M}{B}.$$

La relation (1) donne par cette substitution :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{M - B\varphi}{A} = \frac{M - 2M}{A} = \frac{M}{A}.$$

L'accélération angulaire possède donc, au moment où l'on regagne la vitesse de régime ω_0, une valeur égale et de signe contraire à celle $\frac{M}{A}$ qu'elle avait à l'instant initial, pour lequel $\varphi = 0$ et $N = 0$. Par conséquent des effets absolument identiques vont se dérouler en sens contraire, et théoriquement cet état d'oscillation ne prendra jamais fin.

La solution du n° 913, qui présente en outre le défaut de la lenteur, a donc peu réussi sous cette forme, et réclamait de nouveaux perfectionnements. On en trouve un, digne de remarque, dans l'ingénieux mécanisme connu sous le nom de *compensateur Denis*.

917 — *Compensateur Denis.* — Cet appareil [1] peut s'adapter à un modérateur quelconque. Lorsque celui-ci vient à se déformer en faisant varier l'admission, le compensateur lui permet de regagner ensuite sa position normale sans modifier la distribution en sens contraire, pendant qu'il exécute pour son propre compte ce mouvement de recul.

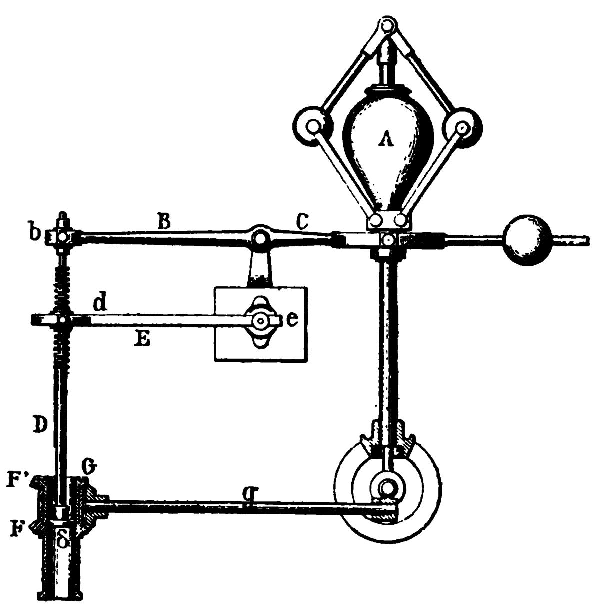


Fig. 557. — Compensateur Denis (élévation).

La figure 557 nous montre en A un régulateur. Si son manchon vient à jouer, il fait basculer le levier B sur l'articulation C. La fourche *b* sollicite dès lors la tringle D, dont la partie *d* peut coulisser à travers le levier E du papillon *e*, de manière à concilier le mouvement circulaire de E avec celui de D, qui s'effectue en ligne droite.

Le déplacement de D met le toc inférieur δ de cette tige en prise avec l'une des deux roues d'angle F, F′ qui, comme dans l'ap-

(1) Marié. *Annales des Mines*, 7e série, t. XIV, p. 503. — Coste et Maniquet. *Traité théorique et pratique des machines à vapeur*, pl. 14. — Hirsch. *La mécanique à l'Exposition de* 1878, p. 284. — *Congrès international de mécanique appliquée de* 1889, t. II, p. 119.

pareil précédent (fig. 556), reçoivent des mouvements angulaires respectivement inverses de la part du pignon calé sur l'arbre g, lequel a une connexion constante avec le moteur. Le pignon δ, ainsi actionné subitement dans le sens convenable, fait tourner sur elle-même la tige D. La partie filetée de celle-ci se vissant dès lors dans la douille du levier E, la tige tenue en respect par le régulateur force cette douille à se déplacer en manœuvrant la valve. La vitesse du moteur tend à se rectifier, le régulateur mollit, et dès que l'on revient à l'allure voulue, les résistances majeures qu'offre la distribution arrivent à caler le levier E dans lequel, comme dans un écrou, la tige D regagne avec légèreté sa première position. Dès le premier instant, son toc δ abandonne la roue folle, la tringle cesse de tourner, et par suite de se déplacer dans sa propre direction. Elle abandonne donc le modérateur dont la position est à peine modifiée, en raison du faible écartement qui sépare F de F', dans l'intervalle duquel la tringle peut osciller verticalement sans être amenée à tourner sur elle-même.

CHAPITRE LII

GRAISSAGE

—

§ 1

FROTTEMENT DANS LES MACHINES

918 — Les lois du frottement sont classiques; et bien que, sur quelques points, elles semblent appeler une revision, ce n'est pas ici le lieu d'en reprendre l'étude (1). Il s'attache au contraire un réel intérêt à faire connaître dans ce Cours quelques essais de *synthèse* de l'influence des résistances passives pour l'ensemble d'une machine en mouvement.

De Pambour avait admis, d'ailleurs sans preuves, que l'expression de la perte de travail doit être la somme d'une constante (à laquelle il donnait le nom de *frottement à vide*), et d'un terme proportionnel à la pression (appelé par lui *frottement en charge*), qu'il fixait à 14 °/₀ du travail développé.

Ce principe a été longtemps accepté sans contrôle. Tout au plus s'élevait-il quelque discussion sur la valeur numérique du coefficient. M. Zeuner, tout en se rattachant à ce point de vue, en a modifié la forme (2). Il ajoute à une constante un second terme proportionnel au travail disponible, et non au travail effectif.

M. Delafond a soumis ces énoncés à la sanction de l'expérimen-

(1) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 351. — Bochet. Du frottement de glissement. *Annales des Mines*, 5e série, t. XIII, p. 175. — Goodmann. *Association des Ingénieurs de Manchester*, 1890.

(2) Zeuner. *Théorie mécanique de la chaleur*. Traduction Arnthal et Cazin, p. 499.

tation, dans ses essais effectués sur une machine Corliss du Creusot [1]. Ses expériences lui ont montré que le *travail effectif* [2] T_e et le *travail indiqué* [3] T_i étaient reliés par l'équation linéaire :

$$T_e = AT_i - B.$$

Il ajoute que cette formule n'est qu'approximative, et que les coefficients A et B varient avec la pression ; la relation paraissant perdre sa forme linéaire pour les faibles puissances.

Le professeur Thurston [4] a été conduit par une étude très approfondie aux énoncés les plus inattendus. La grande autorité du nom de l'auteur doit appeler sur ces résultats l'attention des praticiens. Toutefois une rupture aussi caractérisée avec les idées reçues provoquera peut-être des discussions et de nouvelles expériences.

D'après M. Thurston, avec une bonne lubrification, le frottement de la machine reste sensiblement constant et indépendant de la charge. En d'autres termes, le coefficient de frottement des substances en contact, au lieu de rester invariable, irait en décroissant quand la force transmise augmente. L'effet nuisible paraît d'ailleurs s'accroître avec la vitesse.

919 — Indépendamment du résultat total, M. Thurston a étudié

(1) *Annales des Mines*, septembre-octobre, 1884, § X.
(2) Travail disponible sur l'arbre du moteur.
(3) Travail de la vapeur mesuré à l'indicateur dans le cylindre.
(4) Thurston (On the distribution of internal friction of Engines. *Journal of Franklin Institute*, décembre 1886, novembre 1888. — On variables load internal friction and engine speed and work. *Scientific American Supplement*, 27 octobre, 3 novembre 1888. — *Friction and lost work in machinery and mill work*, New-York, 1883. — New determinations of the coefficients, etc. *Journal of Franklin Institute*, novembre 1871, p. 289. — *Engineering*, t. XLVII, p. 48, 68. — *Génie civil*, 1er mars 1890. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1889, t. IV, p. 218). — Gustave Richard, *Revue industrielle*, 1890, p. 50, 64, 84, 108, 129, 149, 168. — Deprez. *Comptes rendus de l'Académie des Sciences*, 1884, 2e semestre. — Général Pétroff. Étude théorique et expérimentale sur le frottement médiat. *Revue générale des chemins de fer*, mai 1888, p. 280. — Expériences du capitaine Douglas Galton sur les variations du coefficient de frottement. *Ibidem*, septembre 1878, février 1879. — *Meeting de l'Association britannique*, 16 août 1878). — *Meeting de l'Institution des Ingénieurs mécaniciens*, 25 avril 1878.

la répartition des effets résistants entre les principaux organes des machines. Il a dressé à cet égard le tableau suivant, qu'il serait désirable de voir étendre de nouveau; car les types y sont encore peu nombreux, et les variations sont notables de l'un à l'autre, ce qui est du reste très naturel.

RÉPARTITION DES FROTTEMENTS	STRAIGHT-LINE		LAUSING-IRON-WORKS		
	TIROIR équilibré	TIROIR non équilibré	MACHINE de traction	AUTOMATIQUE	CONDENSATION
Coussinets de l'arbre principal. . .	470	354	350	416	460
Piston et sa tige.	330	250	210	491	210
Bouton de manivelle	68	51	130		
Crossette et son tourillon. . .	54	41			
Tiroir et sa tige.	25	264	220	93	210
Collier d'excentrique . . . . ,	53	40			
Coulisse et excentriques. . . .	—	—	90	—	—
Pompe à air.	—	—	—	—	120
Nombre proportionnel à la perte totale.	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Rapport réel de la perte au travail développé.	0,090	0,120	0,095	0,089	—
Nombre de tours par minute.	230	230	200	190	206
Coefficient de frottement à vide.	0,10	0,10	0,31	0,19	0,09
Coefficient de frottement en pleine charge.	0,06	0,06	0,08	0,05	0,04

On sera frappé de l'importance du frottement des tourillons. Il serait peut-être possible d'y apporter quelque atténuation en employant le procédé Girard (1). On remarquera également, pour la machine straight-line l'énorme différence qui se manifeste, suivant que le tiroir est ou non équilibré; circonstance essentielle au point de vue de la commande par le régulateur. Le frottement du

(1) Procédé Girard. Voyez plus loin n° 925. — Piston liquide sans frottement. *Les Mondes*, t. XVIII, p. 166, 260.

piston et de sa tige a aussi une grande importance. Les garnitures ne doivent pas être trop serrées. Si avec le temps un serrage très prononcé leur devient nécessaire pour conserver l'étanchéité, il convient plutôt de les renouveler.

On recommande souvent de ne graisser que dans la mesure strictement nécessaire (1), au point de vue de l'économie, en même temps que pour ne pas encombrer d'huile le condenseur, et comme conséquence la chaudière. M. Thurston est au contraire d'avis (2) de lubrifier avec profusion, sauf à reprendre l'excès de l'huile (3) et à l'épurer (4). On voit dans le tableau précédent qu'un dixième au moins du travail produit se trouve perdu par le frottement. Les perfectionnements de la construction et du graissage sont donc de nature à exercer la plus utile influence.

920 — La lubrification est particulièrement nécessaire pour prévenir les *grippements* et *arc-boutements*. On sait que ce phénomène singulier résulte de certaines dispositions relatives des surfaces en contact, eu égard à la valeur de l'angle de frottement (5). Or ce dernier, dont la tangente trigonométrique constitue précisément le coefficient de frottement, peut, en l'absence du lubrifiant, augmenter au point de faire rentrer dans les conditions de l'arc-boutement des contacts pour lesquels on était fondé à se croire à l'abri.

Pour ce motif notamment, il est très nécessaire de calculer l'étendue des surfaces d'appui de façon que la répartition par

(1) Seguela. *Portefeuille économique des machines.* 3e série, t. XV, p. 12. — Bienaymé. *Les machines marines*, p. 374.

(2) Thurston. *Le graissage des machines et les lubrifiants.* Traduction Jarry, 1885, in-16.

(3) Danger. Appareil pour la récupération des huiles de graissage. *Génie civil*, t. XV, p. 368. — Bariquand. Machines à extraire l'huile des copeaux. *Revue industrielle*, 1er novembre 1890.

(4) Épurateur Ducrétet (*Bulletin de la Société d'Encouragement*, 1889, p. 84. — *Revue industrielle*, avril 1888. — *Journal des usines à gaz*, 5 mai 1889. — *Industrie moderne*, 25 décembre 1887, p. 277). — Appareil Koellner pour la purification des huiles. *Portefeuille économique des machines*, 3e série. t. XIII, p. 78. — Filtration des huiles, appareil Michiels. *La Nature*, 11 octobre 1884, p. 208. — Filtre Hamelle. — Robertson's oil filter. *The Engineering and mining Journal*, 1er novembre 1890, p. 511.

(5) Haton de la Goupillière. *Traité des mécanismes*, p. 376.

millimètre carré de la pression totale transmise ne soit pas suffisante pour déterminer l'*expulsion des enduits*.

Le graissage se recommande enfin au point de vue de la conservation de la machine. L'usure détériore les pièces, nécessite des *rattrapages de jeu*, et finit par mettre le matériel hors de service ([1]). Elle est, pour certaines pièces, à peu près indépendante de la pression de la vapeur, et fonction seulement du poids des organes. Pour d'autres au contraire, comme dans les tiroirs, elle croît rapidement avec la tension.

§ 2

PROPRIÉTÉS DES LUBRIFIANTS

921 — Les lubrifiants par excellence sont les corps gras ([2]). Le suif et les graisses pâteuses sont quelquefois employés dans les machines, et jouent le principal rôle pour les véhicules de chemin de fer. Mais on emploie de préférence dans les ateliers et dans la

([1]) On attache depuis quelque temps beaucoup d'importance à la fabrication des pièces *interchangeables*. Plusieurs constructeurs s'appliquent à étudier un type de machines avec un très grand soin, de manière à l'établir sur des bases fixes pour en graduer l'échelle et pouvoir fournir diverses puissances dynamiques. Ils reproduisent alors en grand nombre les diverses pièces que désignent des numéros d'ordre, et il suffit, quand l'acheteur se trouve dans des contrées lointaines, ou dépourvues de moyens de réparation, de réclamer par correspondance une pièce neuve d'après son numéro, pour que celle-ci vienne prendre sa place dans le moteur, en se substituant à celle qu'il y a lieu de rebuter.

([2]) On peut cependant mentionner en dehors de cette catégorie quelques cas particuliers.

Le *métal blanc*, ou *antifriction*, est très doux, et permet d'établir des contacts à vif sans enduit. Sa composition, un peu variable, oscille autour de la suivante :

Plomb	80
Étain	12
Antimoine	8
	100

On a introduit avec quelque succès la poudre de talc impalpable dans les *tresses Miller* pour la garniture des stuffing-box (Bienaymé. *Machines marines*, p. 374. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 207).

On peut citer pour mémoire le remplacement du glissement par le roulement dans les *paliers à boules indépendantes* (Richard. *Revue industrielle*, 26 avril 1890, p. 168).

marine les lubrifiants liquides, c'est-à-dire l'huile, et quelquefois la glycérine.

On distingue les huiles d'origine organique et les huiles minérales [1].

Les premières sont empruntées au règne animal, comme l'huile de baleine, ou au règne végétal : huiles d'olive, de lin, de colza [2].

L'emploi des huiles minérales est relativement récent [3]; mais il s'est répandu avec une grande rapidité. Ces matières présentent une composition plus fixe. Elles ne se résinifient pas. Elles sont par elles-mêmes neutres, et n'attaquent pas les métaux, comme le font quelquefois les huiles organiques par leur décomposition naturelle ou provoquée, avec formation d'acides gras. Elles gèlent

(1) *Asbestoline, caucasine, déodoroline, dynamine, neutraline. petréoline, pétroléine, piméléine, valvoline, vaseline*, etc.

Huiles André, Hamelle, Leroy, Ragosine, etc.

(2) D'œillette, d'arachides, de coton, de résine.

(3) De l'utilisation des huiles minerales pour le graissage (*Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIII, p. 106. — Général Petroff. Étude sur le frottement et le graissage par l'emploi des huiles minérales. *Revue générale des chemins de fer*, mai 1888, p. 280. — Essais de la Compagnie de l'Est sur l'emploi des huiles minérales (*Ibidem*, octobre 1885. — *Génie civil*, t. XVI, p. 439, 455). — Ortolan. *Sur les huiles minérales employées pour le graissage des machines*, 1881. — Belleroche. Emploi des hydrocarbures comme lubrifiants (*Revue industrielle*, 25 juillet 1883, p. 298. — *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 2e série, t. XIII, p. 243).— Gérardin. *Recherches nouvelles sur l'essai des huiles et le graissage*, in-8°, Baudry. — Seguela. Note sur le graissage (*Portefeuille économique des machines*, t. XIV, p. 146, 162, 186; XV, 7, 52. — Salomon. *Ibidem*, 3e série, t. XV, p. 113, 156. — *Revue générale des chemins de fer*, 1881, p. 120; avril 1884, p. 216; juillet 1885, p. 34; octobre 1885. p. 224; 1887, p. 387). — Gibon. *Comptes rendus mensuels des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*. 1886, p. 131. — Armengaud. *Publication industrielle*, t. XXVI, p. 529; XXX, 545. — *Annales industrielles*, 1er décembre 1889. p. 700. — *Revue industrielle*, 7 juillet 1880, p. 269. — *Moniteur industriel*, 16 septembre 1886, p. 296. — *Génie civil*, t. XVI, p. 439. — *Technologie*, janvier-février 1883. — *Le Technologiste*, mai 1881, p. 700. — *Portefeuille économique des machines*, déc. 1878, mai 1881, juillet 1884, février et mai 1887.

Friction and lubrification. *American Association for advancement of Science*, août 1878. — Veitch Wilson. On lubrification. *Association of Employers of the mechanical Trades of Great Britain*, 31 mars 1883, p. 31. — *The railway Engineer*. août 1890, p. 205. — *The rail road and engineering Journal*, 19 mars 1882, p. 164; janvier 1890, p. 32. — *Industries*, 6 août 1886, p. 139. — *American machinist*, 30 octobre 1890, p. 10. — *Scientific American Supplement*, 18 août 1883, p. 6354; 24 janvier 1885, p. 7544.

Heusinger von Waldegg. *Handbuch für specielle Eisenbahn Technik*. t. III, p. 555.

moins facilement. Elles ont moins de tendance à la formation du cambouis. Tout au contraire les huiles minérales délayent ce pro-

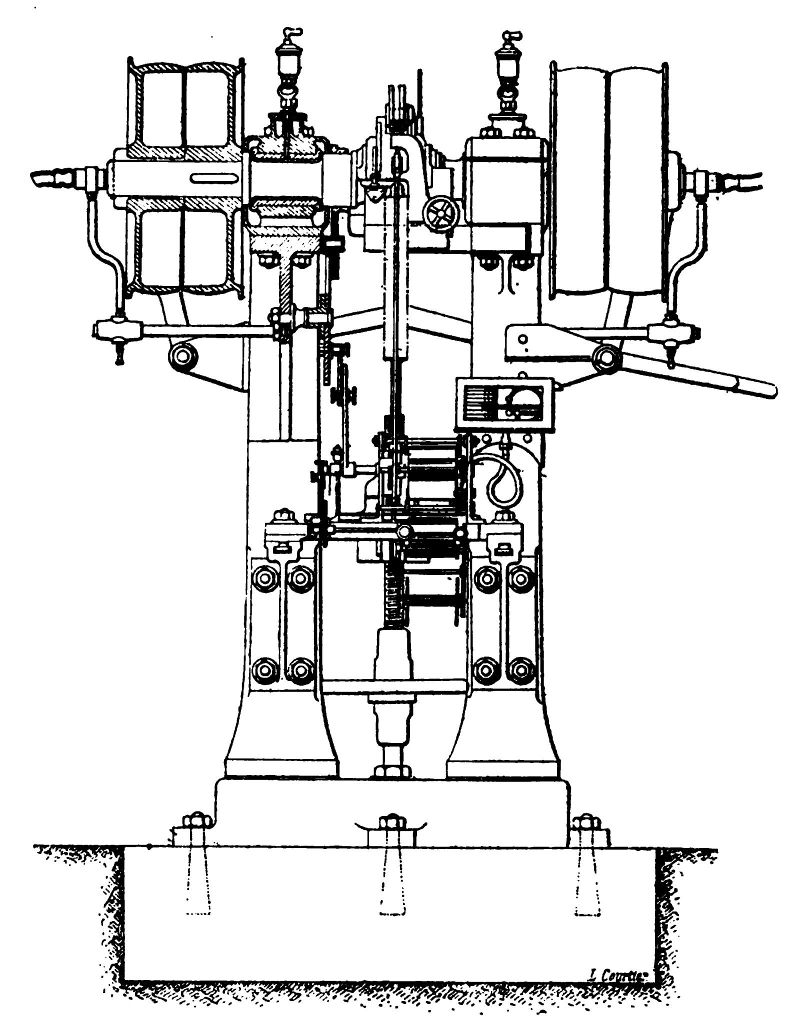


Fig. 558. — Frictomètre Deprez-Napoli (élévation antérieure).

duit, et procèdent en quelque sorte à une lessive générale des machines dans lesquelles on vient à les substituer aux huiles organiques. Avec elles, il est plus facile d'éviter les dépôts pour les condenseurs à surfaces. Elles exposent moins facilement à la for-

mation dans les chaudières de savons gras pulvérulents, qui sont la source de graves dangers [1].

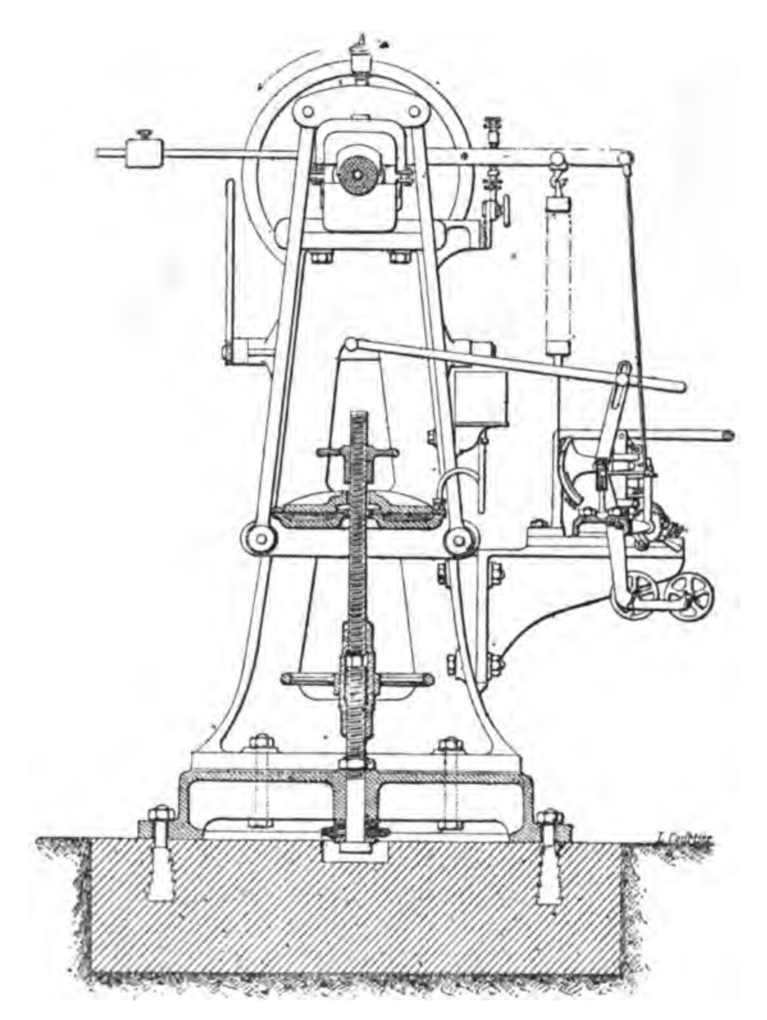


Fig. 559. – Frictomètre Deprez-Napoli (élévation latérale).

Les huiles minérales gèlent, suivant leur degré de fluidité, entre

[1] Circonstance qui ne doit pas être confondue avec le danger de surchauffe spéciale signalé par M. Hirsch, pour les surfaces métalliques enduites d'huile minérale qui les empêche d'être mouillées par l'eau (*Annales du Conservatoire*, 2e série, t. I). Nous reviendrons en détail sur ces deux points dans la théorie des générateurs.

0 et —12 degrés. Elles émettent des fumées dans une étendue variable de l'échelle thermométrique, vers 200 degrés, et entrent en ébullition aux environs de 300 degrés. Le point de fusion des suifs se place entre 35 et 60 degrés.

Fig. 560. — Frictomètre Thurston. (Vue perspective).

La densité à la température de 15 degrés est de 0,917 pour l'huile de lin; 0,915 pour celle de colza; et en ce qui concerne les huiles minérales : 0,915 à 0,910 pour les huiles lourdes destinées au graissage des cylindres et des tiroirs; 0,907 à 0,905 pour des produits plus fluides employés dans les mécanismes; 0,898 à 0,895 pour les broches de filature et les métiers de tissage.

922 — Plusieurs Compagnies industrielles ont établi un service spécial affecté à l'essai et à la vérification des échantillons qui leur sont présentés par le commerce des huiles. On procède dans ces laboratoires à des opérations chimiques, physiques ou mécaniques.

On a construit à cet effet divers types de *machines à essayer les huiles*, ou *frictomètres*. Sans pouvoir m'arrêter ici à cet objet, qui est accessoire pour notre étude, je citerai du moins (¹) l'appa-

(¹) Je mentionnerai encore les frictomètres suivants : Aspinoli. *Revue industrielle*, 13 décembre 1886, p. 513. — Barbey. Ixomètre (*Génie civil*, t. XVI, p. 455. — *Portefeuille économique des machines*, 3ᵉ série, t. XI, p. 206. — *Chronique industrielle*, 9 mai 1886, p. 218. — *Proceedings of Institution of mechanical Engineers*, novembre 1883, p. 632). — Hatcher. — Hodgson. *Génie civil*, t. VII, p. 242. — Ingram et Stapfer. *Ibidem*. — Klein et Schanzlin. *Ibidem*. — Lebeau. *Portefeuille économique des machines*, 3ᵉ série, t. IX, p. 92. — Mac Naught. *Ibidem*, t. XV, p. 114. — Petit et Fayol. *Ibidem*, t. XV, p. 118. — Pullin. — Rieter. *Génie civil*, 1887, p. 221.

reil Deprez et Napoli [1] (fig. 558, 559), et celui du professeur Thurston [2] (fig. 560).

§ 3

RÉPARTITION DES LUBRIFIANTS

923 — Pour répartir le corps gras sur les surfaces frottantes, on dispose de différents moyens.

On peut d'abord faire intervenir la pesanteur, en versant l'huile au point le plus haut, d'où elle redescend par la gravité. On facilite au besoin sa dispersion au moyen de sillons gravés en creux, tels que la *patte d'araignée* du palier graisseur (fig. 561), que l'on pratique à l'intérieur du coussinet supérieur suivant deux arcs d'hélice, de manière que le liquide traverse chacune des génératrices en quelque point, à partir duquel la rotation l'étale sur toute une circonférence.

En opérant d'une manière inverse, on a recours au relèvement. Un bain d'huile séjourne au point le plus bas, et l'on y puise au moyen de *releveurs*, tels qu'un disque monté sur l'arbre tournant. Sa périphérie plonge dans le fluide par la partie inférieure, qui devient immédiatement la plus haute en vertu de la rotation. L'huile coule de là sur le noyau de l'arbre.

On a eu également recours, dans le même ordre d'idées, à un rouleau de liège appelé *grenouille*, qui tend à surnager, sans pouvoir émerger tout à fait, attendu qu'il vient buter sous la surface de l'arbre. Le mouvement de ce dernier détermine par contact celui du flotteur mouillé d'huile, qui en imprègne toute la surface métallique.

On emploie de même des *lécheurs* [3], sorte de pinceaux imbibés d'huile, contre lesquels les pièces mobiles viennent à chaque course se recouvrir de lubrifiant.

[1] *Bulletin de la Société d'Encouragement*. 1876. — *Génie civil*, t. XVI, p. 430.
[2] *Ibidem*, t. VII, p, 242. — Stevens. *Institute of technology*.
[3] Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 526.

924 — On fait intervenir le refoulement lorsque, le corps gras ayant été versé dans un récipient, la vapeur y est admise pour faire pénétrer ce liquide à l'intérieur d'une enceinte fermée.

La condensation de la vapeur est aussi mise en œuvre pour le même objet. On fait passer ce fluide dans un serpentin qui le refroidit sous forme d'eau liquide, dont la pression hydrostatique,

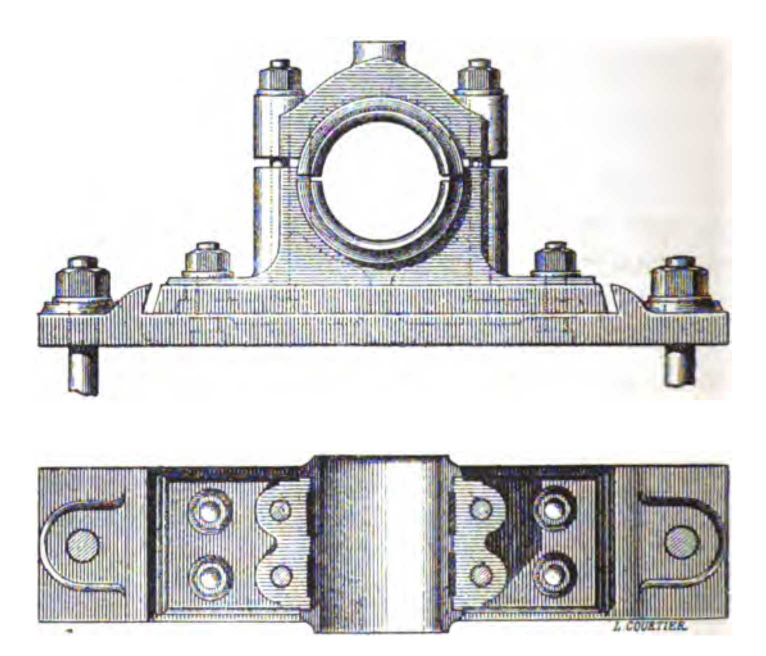


Fig. 561 et 562. — Palier graisseur (plan et élévation).

s'adjoignant à celle de la vapeur, agit sur l'huile, la déplace et l'engage dans les organes.

La force centrifuge est utilisée pour le graissage des poulies folles [1]. On emploie à cet effet une graisse semi-fluide, sur laquelle cette influence agit directement, ou par l'intermédiaire d'un piston assez lourd.

La capillarité est employée depuis longtemps sous la forme de

[1] Graisseurs pour poulies folles : Chuwal. *Portefeuille économique des machines*, 1881, p. 180. — Heilmann et Ducommun. *Collection de dispositifs destinés à empêcher les accidents de machines*, Mulhouse, g^d in-4°, p. 9. — Koch. — Leneveu. — Lunnemann. *Ibidem*, p. 10. — Michaux et Lefebvre. — Millet. — Papperitz. — Saurel, etc.

mèches de coton, qui font monter l'huile d'un bain inférieur jusqu'au point à lubrifier. Ce procédé est assez défectueux. On lui

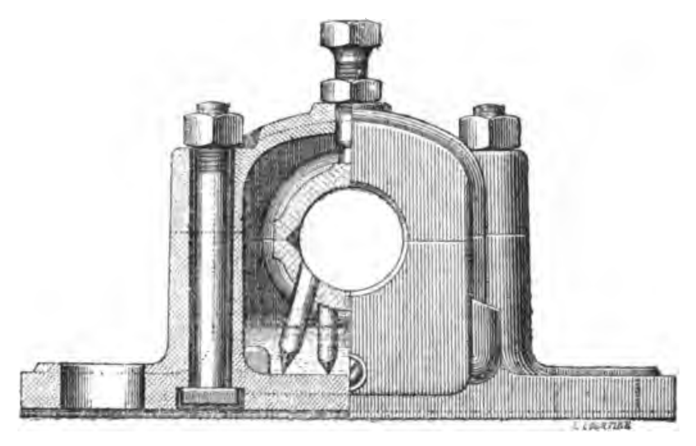


Fig. 563. — Graisseur à rotins. Palier (coupe et élévation).

préfère le *rotin*, ou *jonc perméable de l'Inde* (¹), à travers les fibres duquel s'opère une ascension régulière du liquide. De petits bouts



Fig. 564. — Graisseur à rotins. Poulie folle (élévation).

de ce rotin sont implantés dans le godet, qu'ils traversent de manière à venir au contact de l'arbre, tandis que leurs extrémités inférieures restent plongées dans le liquide (fig. 562, 563).

(¹) Graissage par rotins. *Revue industrielle*, 12 novembre 1884, p. 453.

925 — Aucun principe ne saurait être plus efficace que l'immersion pure et simple dans un *bain statique*. On voit par exemple, dans les machines horizontales, de larges patins carrés, destinés à supporter la crosse d'une lourde tige de piston, glisser au sein de l'huile qui remplit une baignoire large et peu profonde. De même les pivots et les crapaudines des turbines noyées sont immergés sous une cloche, que l'on remplit d'huile au moyen d'un tube hydrostatique plus élevé que le niveau du bief inférieur, en vertu du principe des vases communicants ([1]). Citons encore la tige à fourreau de Penn, au fond de laquelle l'articulation de la bielle baigne dans le corps gras ([2]), la pompe Fixary ([3]), la machine Westinghouse ([4]), etc.

Girard a introduit un principe nouveau ([5]), dont l'efficacité est remarquable, et qui a été depuis imité par divers constructeurs ([6]). On injecte à l'aide d'une pression suffisante un *courant dynamique* d'huile, ou même d'eau additionnée de glycérine pour prévenir la gelée. Le liquide s'échappe entre les surfaces frottantes, en les écartant par sa pression d'une quantité pour ainsi dire inappréciable, mais capable cependant de détruire l'adhérence. Les métaux ne sont plus alors à proprement parler en contact; et le glissement n'est plus celui d'un solide sur un autre, mais d'un métal sur une couche liquide. Son coefficient se trouve par là réduit à une valeur absolument minime.

926 — On obtient d'excellents résultats en *graissant dans la vapeur* ([7]). On verse alors le lubrifiant par petits jets, ou goutte à goutte, sur le trajet du fluide moteur. L'huile se trouve finement divisée, et portée par la vapeur elle-même dans toutes les parties

([1]) Voy. t. I, p. 282.
([2]) Voy. n° 570.
([3]) Voy. t. I, p. 888.
([4]) Voy. n° 838.
([5]) L. D. Girard. *Projet de palier glissant appliqué au porte-hélice d'une frégate de mille chevaux*, autographié, in-4°. — Barre. Système Girard. *Génie civil*, t. XV, p. 506. — Haton de la Goupillière. *Revue des Cours scientifiques*, 1867, p. 385.
([6]) Coussinet hydraulique de Shaw, etc.
([7]) Asselin. *Mémoires de la Société des Ingénieurs civils*, 19 juillet 1878. — *Annales industrielles*, 28 juillet 1878. — *Génie civil*, 15 juillet 1883, p. 449.

où pénètre celle-ci. Le graissage est alors excellent; mais la quantité de corps gras entrainée au condenseur se trouve augmentée.

Lorsque, par quelque négligence dans le service du graissage, des pièces viennent à chauffer, on commence par les arroser avec une petite quantité d'eau, pour ne pas déterminer un changement trop brusque de température; puis on en verse davantage jusqu'à complet rafraîchissement. Il est bon à cet effet de ménager à l'avance des robinets au-dessus des parties les plus menacées, ou de disposer de lances d'eau sous pression.

M. Raffard a proposé, en vue de cette circonstance, d'adapter sur les points dangereux une lentille en métal fusible, destinée à couler en cas d'échauffement, en déterminant ainsi la mise en train d'une sonnerie électrique avertisseuse.

§ 4

EXEMPLES DE GRAISSEURS

927 — *Burette.* — L'instrument le plus élémentaire est la burette à main. Le mécanicien s'en sert pour verser, au moment opportun, quelques gouttes d'huile dans un petit orifice qui conduit aux parties à graisser [1].

On a proposé pour le service de nuit, ou pour les recoins obscurs, une burette sur le bec de laquelle est implantée une petite lampe, afin de laisser libre l'usage de la main gauche en la dispensant de tenir cette lumière.

Pour éviter aux hommes de se glisser dans des régions dangereuses au milieu d'organes en mouvement, on met à leur disposition une perche, à l'extrémité de laquelle est adaptée la burette. Une brochette transversale sert à en soulever le couvercle.

Mais un moyen à la fois plus sûr et plus commode consiste dans l'emploi de tubes pour *graisser à distance*. D'une caisse centrale pleine d'huile part un tuyau principal, sur lequel s'embranchent des

[1] Seringue d'Indret (Bienaymé. *Machines marines*, p. 374. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 7).

conduits plus étroits. A l'extrémité de chacun d'eux se trouve une petite boîte à soupape, munie d'une tige taraudée à l'aide de laquelle on règle l'écoulement. Le liquide tombe ainsi goutte à goutte dans un petit entonnoir, ou bien il est recueilli par des lécheurs.

928 — *Godet graisseur à la main.* — Pour faire pénétrer le corps gras dans une enceinte où s'exerce une pression supérieure

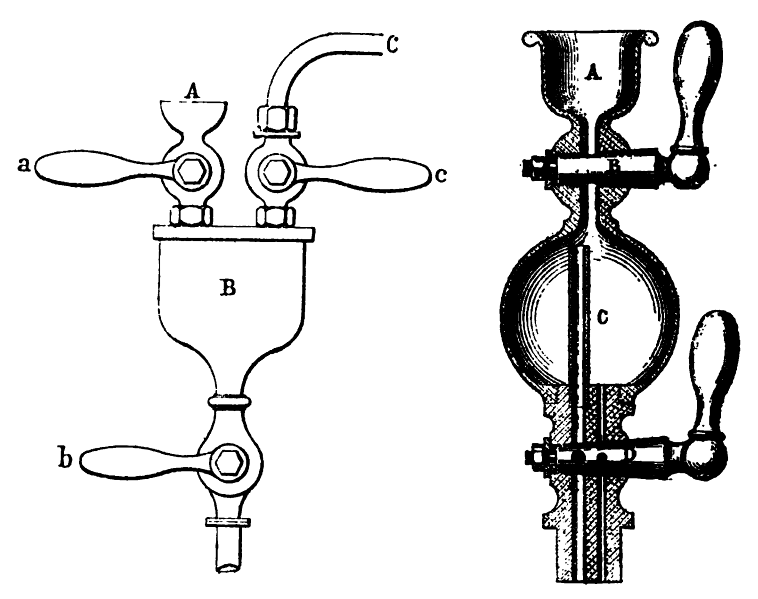


Fig. 565. — Graisseur à la main (élévation).

Fig. 566. — Graisseur Thiébaut. (Coupe méridienne).

à celle de l'atmosphère, on est obligé de constituer un sas, que l'on met successivement, par un jeu de robinets, en communication avec l'extérieur et l'intérieur (fig. 564).

On verse l'huile à l'aide du godet A et du robinet *a* dans la capacité B. Pour graisser en dehors de la présence de la vapeur, on se contente d'ouvrir le robinet *b*. Mais quand la machine est sous pression, il est nécessaire, après avoir refermé *a*, d'ouvrir au préalable le robinet *c*, qui fournit de la vapeur par la conduite C.

929 — *Graisseur discontinu Thiébaut.* — L'un des premiers appareils qui aient été employés pour graisser sous pression est celui de Thiébaut ([1]). L'huile versée dans l'entonnoir A (fig. 565) est admise à l'aide du robinet B dans le récipient C, le robinet D étant fermé. Après avoir isolé cette enceinte en tournant B, on ouvre D. Un double passage fournit alors accès à la vapeur au-dessus et au-dessous du corps gras. Mais comme le premier conduit est le plus large, il s'établit à la fois, en raison de cette facilité et de la pesanteur, un courant ascendant de vapeur et un flux descendant du lubrifiant.

930 — *Graisseur continu Mollerup.* — On préfère souvent aux appareils discontinus les graisseurs continus ou automatiques.

Dans le système Mollerup et Drevdal ([2]), un corps de pompe, isolé tout à la fois de l'atmosphère et de la machine à l'aide de deux robinets, se trouve rempli d'un certain volume d'huile, progressivement chassée par la rentrée d'un piston plongeur. Ce mouvement est déterminé avec une lenteur suffisante par une vis sans fin commandée par la machine.

931 — *Graisseurs à gouttes visibles Consolin et Bourdon.* — M. Consolin ([3]) a imaginé un graisseur continu fort ingénieux, qui opère par gouttes visibles. MM. Édouard Bourdon et Hamelle ([4]) en ont simplifié le dispositif ([5]).

([1]) Bienaymé. *Les machines marines*, p. 374. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 522. — Seguela. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 163.

([2]) *Portefeuille économique des machines*, mai 1885, p. 71 ; décembre 1889, p. 190. — *Compte rendu mensuel des séances de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 1886, p. 133. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45. — *Scientific American Supplement*, 22 novembre 1884, p. 7403.

([3]) Bienaymé. *Machines marines*, p. 374. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 519. — *Génie civil*, t. XVI, p. 451. — *Portefeuille économique des machines*, 1881, p. 18 ; 1884, p. 111 ; 1889, p. 168.

([4]) *Annales industrielles*, 1885, t. I, p. 217. — *Portefeuille économique des machines*, 1884, p. 113 ; 1889, p. 163, 186. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45. — *La meunerie française*, 1889, p. 280.

([5]) Indépendamment des divers graisseurs qui sont décrits dans ce Cours, je mentionnerai encore les suivants : Anderson. *Engineering*, 31 mars 1890, p. 367. — Anschutz. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 164. — Arnier. *Génie civil*, 15 juillet

Un cylindre A (fig. 568) est rempli d'huile, que l'on y verse au

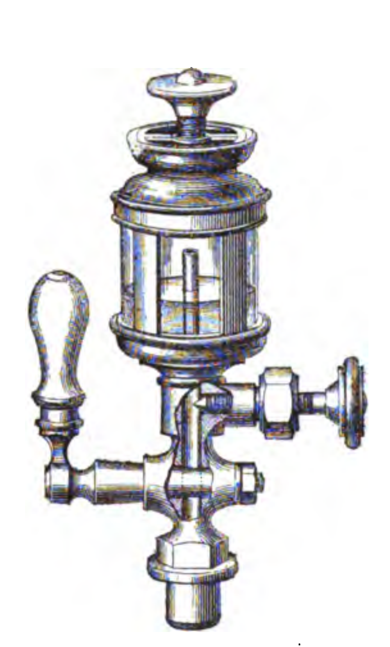


Fig. 567. — Graisseur De la Coux. (Vue perspective).

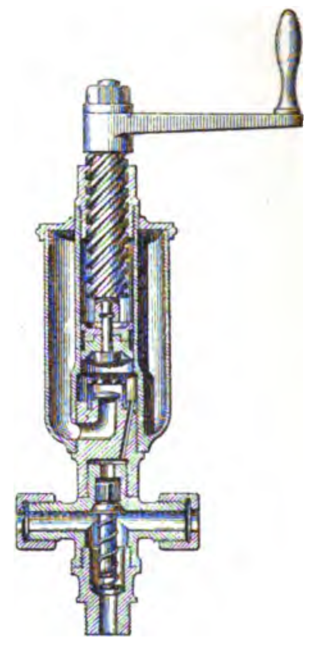


Fig. 568. — Graisseur Dusert. (Coupe méridienne).

1883, p. 449. — BAILEY (*Iron*, 8 avril 1881, p. 237. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 163, 166, 189). — BAIRD. *Revue industrielle*, 12 novembre 1885, p. 155. — BARCLAY. *Scientific American*, 25 juillet 1885, p. 51. — BOSSIÈRE et LAUNAY. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 147. — BOUILLON. *Ibidem*, p. 166. — BROUDER. *Génie civil*, t. XVI, p. 450. — BURNETT. *Génie civil*, t. XVI, p. 452. — CADIAT (*Ibidem*, p. 451. — *Portefeuille économique des machines*, 1881, p. 69; 1890, p. 8. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45). — CAMPBELL. *American machinist*, 3 février 1883, p. 5. — CARRIÈRE (*Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 186. — *Génie civil*, t. XVI, p. 452. — *Bulletin de la Société de l'industrie minérale de Saint-Étienne*, 2e série, t. XI, p. 1141). — CLÉGY. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1re série, t. VI, p. 339. — COLOMBIER. *Revue industrielle*, 28 décembre 1889, p. 515. — COLQUHOUNN et FERRISS. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 518. — COURBEBAISSE et PENELLE. Ledieu. *Ibidem*, t. II, p. 518. — CRAIG. *American machinist*, 7 juillet 1883, p. 5; 26 juillet 1884, p. 7. —CROSBY (*Revue industrielle*, 22 avril 1886, p. 162. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 167). — DE COSTER. *Collection de dispositifs destinés à éviter les accidents de machines*. Mulhouse 1889, gd in-4°, p. 4 et 8. — DE LA COUX (fig. 566). *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 149. — CURANT. *Ibidem*, t. XIV, p. 162 ; XV, 57. — DAMILAVILLE. *Ibidem*, t. XIV, p. 186. — DEGREMONT et SAMADEN. *Ibidem*, p. 188. — DORIER. *Ibidem*, p. 164. — DREYER, ROSENKRANTZ et DROOP. *Ibidem*, t. XV, p. 7. — DUBALLE et LAMBELIN. *Ibidem*, t. XIV, p. 147. — DUSAULX.

moyen d'un godet B. Un tube communiquant avec le robinet C y descend en D à la partie inférieure. Un second tuyau, en relation avec le robinet E, s'y élève jusqu'en F. Un troisième robinet G permet d'admettre la vapeur de la conduite H dans le tube I, qui se continue en J sous forme de serpentin, et redescend à travers C à la base D du récipient. La vapeur s'y condense au contact de l'atmosphère; et le liquide, en raison de la pression hydrostatique, vient soulever l'huile, qu'il fait refluer par le tuyau FE à travers le tube de cristal K rempli d'eau. On y voit les gouttes d'huile monter l'une après l'autre pour se réunir à la partie supérieure, où une vis à pointeau L sert à en régler l'écoulement dans le conduit de retour M, qui ramène l'huile au sein de la vapeur du tuyau d'amenée, pour procéder au graissage de ce fluide moteur. On règle l'écoulement à l'aide

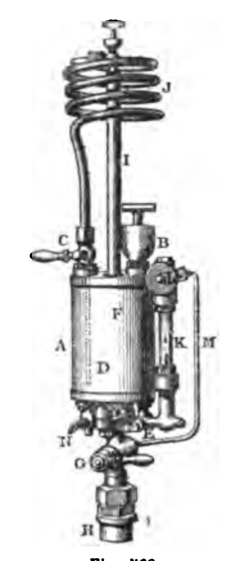
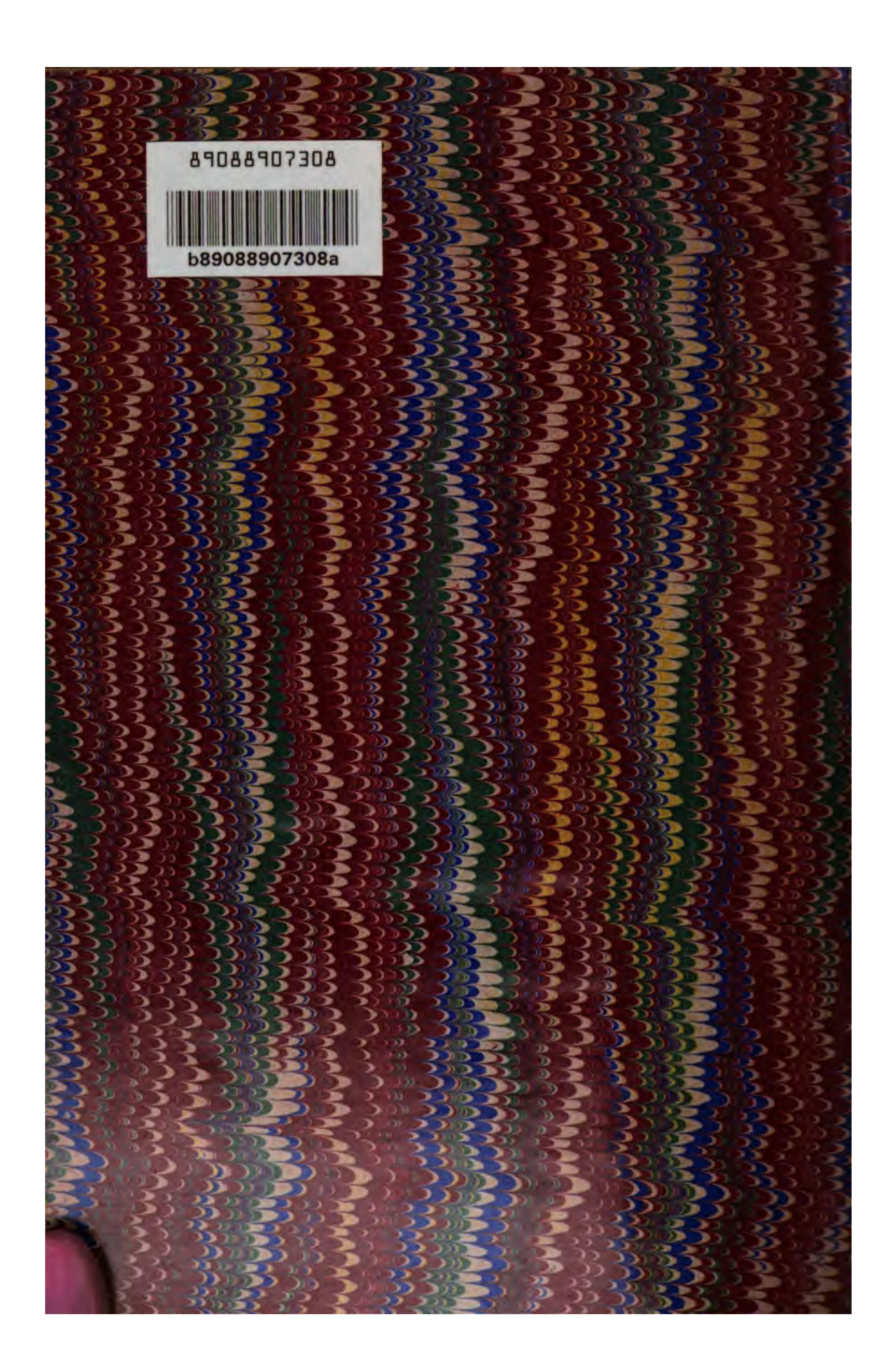


Fig. 569.
Graisseur Hamelle-Bourdon.
(Vue perspective).

Dwelshauvers Dery. Exposition d'Amsterdam. *Revue universelle des mines et de la métallurgie*, 1883, p. 33. — Dusert (fig. 567) (*Revue industrielle*, 11 juin 1885, p. 235. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 187; XV, 9). — Egger. *Ibidem*, t. XV, p. 54. — Egli. *Ibidem*, p. 59. — Fleutelot (*Ibidem*, t. XIV, p. 149. — *Génie civil*, t. XVI). — Furness. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 57. — Getz. *Ibidem*, p. 55. — Gorgel. *Ibidem*, p. 56. — Grandison. *Ibidem*, t. XIV, p. 186. — Guillot. *Ibidem*, p. 103. — Gurtler et Baudel. *Annales industrielles*, 1885, t, I, p. 215. — Habishek. *Ibidem*, p. 798. — Harlow. *American machinist*, 9 janvier 1886, p 1. — Henry. *Collection de dispositifs destinés à éviter les accidents de machines*, Mulhouse, gd in-4°, 1889, p. 9. — Hochgesand (*Revue industrielle*, 15 août 1883, p. 323. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 149). — Holland. *Ibidem*, p. 167. — Horn. *Scientific American*, 19 janvier 1884, p. 35. — *Impermeator*. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 523. — Irvine (*Revue industrielle*, 25 juin 1885, p. 256. — *Scientific American*, 28 juillet 1884, p. 50). — Kessler. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 56. — Lainé. *Ibidem*, 1881, p. 67; 1889, p. 166. — Leneveu. — Lenormand. *Ibidem*, p. 54. — Lethuillier-Pinel. Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 450. — Limon. *Portefeuille économique des machines*. 3e série, t. XIV, p. 166. — Macabiès. *Ibidem*, 3e série, t. X, p. 124. — Marchant. *Ibidem*, t. XV, p. 9. — Mesnier. *Collection de dispositifs destinés à empêcher les accidents de machines*, Mulhouse, gd in-4°, 1889, p. 9. — Mékarski. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t XIV, p. 150. — Meuse. *Ibidem*, t. XIV, p. 167; XV, 55.

des divers robinets et, au besoin, en faisant jouer la purge N qui permet d'évacuer l'eau en excès.

— Millet. *Ibidem*, t. XIV, p. 167. — Oswald Romberg. *Revue industrielle*, 18 juillet 1883, p. 286. — Patrick. *The Railroad Gazette*, 31 mars 1882, p. 193. — Pearson. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 167. — Phillip (*Revue industrielle*, 19 juillet 1882, p. 285. — *Génie civil*, t. XVI, p. 452). — Pouget. *Portefeuille économique des machines*, t. X, p. 30. — Ragosine (*Ibidem*, 3e série, t. XIV, p 186. — *Génie civil*, t. XVI, p. 452. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45. — Guérin. *Notice sur le graissage dans la vapeur et le système Ragosine*). — Ramsbottom. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 165. — Reinherr. *Ibidem*, p. 163. — Reisert. *Collection de dispositifs pour empêcher les accidents dans les machines*, Mulhouse, gd in-4°, 1889, p. 9. — Robert. Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 521. — Rodieux. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 166. — Rost (*Ibidem*, t. XV, p. 8. — *Chronique industrielle*, 1886, p. 59). — Rollin. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 57. — Roulin. *Ibidem*, 1884, p. 94. — Roscoe (*Ibidem*, t. XIV, p. 165. — Ledieu. *Nouvelles machines marines*, t. II, p. 516. — Bienaymé. *Machines marines*, p. 375). — Rous (*Portefeuille économique des machines*, 1881, p. 70; 1889, p. 163. — *Bulletin de la Société d'encouragement*, 8 juillet 1870; 1880, p. 416). — Rousseau et Balland. *Revue industrielle*, 11 mai 1889, p. 181. — Royle (*Ibidem*, 1881, p. 156. — *Annales industrielles*, 1883, t. II, p. 183. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. II, pl. 45. — *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 188). — Rue. *Ibidem*, p. 165. — Salomon et Touchais. *Ibidem*, p. 162. — Santenard (*Chronique industrielle*, 22 décembre 1889, p. 188. — *Annales industrielles*, 1er décembre 1889, p. 702). — Scharger. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 162. — Scharnberger. *Ibidem*, p. 162. — Schauwecker. *Ibidem*, p. 162. — Schœffer et Budenberg (*Génie civil*, 29 avril 1890, p. 511. — *Revue industrielle*, 26 juillet 1890, p. 201). — Schœnheider. (*Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 187. — Armengaud. *Publication industrielle*, 2e série, t. X, pl. 45). — Schollwer. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 164. — Seibert. *Engineering News*, 13 décembre 1879. p. 405. — Stauffer. *Portefeuille économique des machines*, 1884, p. 114. — Stevens et Major (*Revue industrielle*, 1er mai 1889, p. 181. — *Génie civil*, t. XVI, p. 452). — Storer. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XIV, p. 147. — Suchaneck. *Ibidem*, p. 166. — Swift (*Génie civil*, t. XVI, p. 451. — *American machinist*, 16 décembre 1882, p. 1). — Tovote. *Collection de dispositifs destinés à empêcher les accidents de machines*, Mulhouse, gd in-4°, 1889, p. 9. — Trute. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XV, p. 55. — Vatinet. *Bulletin de la Société d'encouragement*, t. LV. — Vinsonneau. *Portefeuille économique des machines*, 3e série, t. XVI, p. 188. — Währer. *Ibidem*, p. 149. — Wenger. *Ibidem*, p. 166. — Wildemann. *Ibidem*, p. 163. — Wilson. *Ibidem*, t. XV, p. 56.


89088907308
b89088907308a



